

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - СОФИЯ

МАШИНОСТРОИТЕЛЕН ФАКУЛТЕТ КАТЕДРА "ИНЖЕНЕРНА ЛОГИСТИКА, ПОДЕМНО-ТРАНСПОРТНА И СТРОИТЕЛНА ТЕХНИКА"

Росен Пешев Митрев

РАЗВИТИЕ НА ТЕОРИЯТА НА ПРОЕКТИРАНЕ, МОДЕЛИРАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА СТРОИТЕЛНИ И ТОВАРОПОДЕМНИ МАНИПУЛАТОРИ

ΑΒΤΟΡΕΦΕΡΑΤ

на дисертация за придобиване на научна степен "ДОКТОР НА НАУКИТЕ"

Област на висше образование: 5. Технически науки Професионално направление 5.1. Машинно инженерство Научна специалност: Пътни и строителни машини

Рецензенти:

- 1. Проф. д.т.н. инж. Венелин Живков
- 2. Проф. д.т.н. инж. Николай Минчев
- 3. Проф. д.т.н. инж. Йордан Максимов

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от разширен Катедрен съвет на катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника" към Машиностроителен факултет на Техническия университет – София на редовно заседание, проведено на 15.07.2019 г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 31.10.2019 г. от 15⁰⁰ часа в Конферентната зала на БИЦ на Технически университет – София на открито заседание на научното жури, определено със заповед № ОЖ 5.1 - 48 на Ректора на Техническия университет – София в състав:

- 1. Проф. д.т.н. Веско Панов председател
- 2. Проф. д-р Борис Туджаров
- 3. Доц. д.т.н. Светла Стоилова
- 4. Проф. д.т.н. Венелин Живков
- 5. Проф. д.т.н. Николай Минчев
- 6. Проф. д.т.н. Йордан Максимов
- 7. Доц. д-р Димитър Караиванов научен секретар

Рецензенти:

- 1. Проф. д.т.н. Венелин Живков
- 2. Проф. д.т.н. Николай Минчев
- 3. Проф. д.т.н. Йордан Максимов

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Машиностроителен факултет, блок № 4, кабинет 3242 на Техническия университет – София.

Дисертантът е редовен доцент в катедра "Инженерна логистика, подемнотранспортна и строителна техника" към Машиностроителен факултет при Техническия университет – София.

Автор: Росен Пешев Митрев

Заглавие: Развитие на теорията на проектиране, моделиране и изследване на строителни и товароподемни манипулатори

Тираж: 30 бр.

А. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Дисертационният труд е посветен на доразвиването на теоретичните основи на проектиране, моделиране и изследване на строителни и товароподемни манипулатори.

Актуалност на проблема

При проектирането моделирането и изследването на строителни и товароподемни манипулатори е налице огромно многообразие от технически аспекти, които следва да се отчитат от изследователите и проектантите на такъв тип машини. В повечето случи тези аспекти не са независими един от друг, а са взаимно влияещи се, като породените ефекти определят функционирането на машината и нейните технически характеристики. Развитието както на теоретичните методи, така и на програмното осигуряване през последните две десетилетия предоставят нови възможности за усъвършенстване на подходите, концепциите и техническите средства за ефективно и конкурентноспособно осъществяване на дейностите в проектантския цикъл.

Развитието на теорията за моделиране и изследване на този тип машини е мотивирано и от голямото разнообразие на технологични процеси в съвременното строителство, което превърна една част от строителните манипулатори и по специално хидравличните багери в универсални мултифункционални машини, работещи с множество сменяеми работни органи. Лесно присъединяемите към стандартно работно съоръжение работни органи дават възможност да се извършват разнообразни технологични операции в различни работни условия, което води до рязко съкращаване на количеството на специализираните машини на работната площадка и като краен резултат - до повишаване на икономическата ефективност на системата. Възможностите, а съответно и разнообразието на кинематичните схеми на машините, се увеличиха и от нуждите на потребителите, довели до масовата къстамизация през последните години. Масовото внедряване на системи за автоматично или полуавтоматично копаене и следване на равнинни или пространствени траектории доведе до рязко повишаване на точността на извършваните работи, а също така и до облекчаване на труда на оператора и намаляване на професионалните заболявания. Тенденцията за частична или пълна автоматизация и роботизация на строителни машини особено ясно се проследява в разработките на машини, предназначени за работа на Луната и Марс, като се очаква увеличаване на разработки от този тип.

Важен аспект при проектирането на хидравлично задвижвани строителни и товароподемни манипулатори е отчитането на взаимодействието на хидравличната и механичната подсистеми на машината, водещи до необходимостта от тяхното съвместно моделиране от математическа гледна точка. Тази необходимост се засилва още повече от голямото разнообразие и големите стойности на външните сили, възникващи при изпълнение на технологични операции и които следва да се отчитат при проектиране и изследване на машините. Обикновено са налице периодични, знакопроменливи, ударни, вибрационни и др. натоварвания, силно влияещи върху характеристиките на системата и засилващи ефектите на взаимодействието между

3

двете подсистеми.

Научна значимост и новост

В дисертационния труд са разработени както редица нови математически модели и методики, така и усъвършенствани съществуващи такива, чиято основна цел е да даде възможност за по-пълно и всеобхватно изследване и разработване на конкурентноспособни машини при отчитане на наличието в повечето случаи на ограничени информационни, финансови и технически ресурси. Разработените математически модели и инструментални средства разглеждат предимно следните технически аспекти: 1) Методи, подходи и концепции при проектирането и изследването на строителни и товароподемни манипулатори; 2) Методи, подходи и концепции за кинематично и динамичното моделиране на механизмите за въртене и работните съоръжения на строителни и товароподемни манипулатори; 3) Използвани показатели за оценка на функционалните възможности на строителни и товароподемни манипулатори; 4) Концепции и инструментални средства, използвани при автоматизацията на инженерния труд в областта на проектирането и изследването на товароподемни и строителни манипулатори; 5) Методи за синтез на параметрите на работна зона и геометричните параметри на звената; 6) Ергономични характеристики на механизмите за въртене на строителните манипулатори и тяхната оценка съгласно действащи стандарти; 7) Експериментални методи и средства за изследване на товароподемни и строителни манипулатори.

Практическа полезност и приложимост

Разработените математически модели засягат широк кръг технически аспекти, свързани с разглежданите класове машини. При тяхното извеждане са използвани формализирани методи, които могат да бъдат използвани от инженерите за развиване на нови или модифициране на съществуващи модели за изследване на машини с различна или подобна кинематична структура. Практическото използване на моделите в инженерната практика се подпомага от създадените програмни средства за автоматизация на инженерния труд. Част от методиките се използват успешно от студентите в бакалавърските и магистърските машиностроителни специалности.

Апробация на резултатите от дисертацията

Съществена част от постигнатите резултати в дисертационния труд са апробирани чрез отпечатване в рецензирани български и международни списания и конференции, цитирания в рецензирани научни издания, а също така и участие в научно-изследователски проекти.

Обем на дисертацията

Дисертационният труд е с общ обем 532 страници, съдържа 8 глави, 306 фигури, 30 таблици, 251 литературни източника от които 174 на латиница и 77 на кирилица. В заключението са дефинирани научните, научно-приложните и приложните приноси на дисертационния труд. Номерата на фигурите, формулите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

Б. КРАТКО ИЗЛОЖЕНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ НА ТЕОРЕТИЧНИТЕ И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИТЕ ИЗСЛЕД-ВАНИЯ, СВЪРЗАНИ С РАЗЛИЧНИ АСПЕКТИ НА ПРОЕКТИРАНЕТО И ИЗСЛЕД-ВАНЕТО НА СТРОИТЕЛНИ И ТОВАРОПОДЕМНИ МАНИПУЛАТОРИ

1.1 Цел и обхват на настоящата глава

Основната цел на настоящата глава е да се анализират достъпните литературни източници и разработки и установи съвременното състояние на научните изследвания, свързани с теорията на проектирането и изследването на строителни и товароподемни манипулатори.

1.8 Цел и задачи на дисертационния труд

От анализа на извършения литературен обзор, получените от различните автори резултати и необходимостта от усъвършенстване на теоретичните и практически приложимите методи за анализ, синтез и оптимизацията на различните подсистеми на строителните и товароподемните манипулатори, се формулира целта на насто-ящата дисертационна работа.

ЦЕЛ НА РАБОТАТА

Да се предложат нови и доразвият съществуващите теоретични методи и практически методики за решаване на специализираните проблеми, възникващи при анализа, синтеза и оптимизацията на различните подсистеми на мобилни и стационарни строителни и товароподемни манипулатори.

Постигането на поставената цел се извършва чрез решаване на следните задачи, които дефинират обхвата на дисертационния труд:

• Разработване математичен модел на механизъм за въртене като основа за автоматизацията на частта от работния цикъл, която съответства на завъртането на платформата и свързаното с нея работно съоръжение. Чрез сравнителен анализ на кинематичните, силовите и мощностни характеристики на механизма за въртене при различни закони за завъртане следва да са откроят техните предимства и недостатъци и дефинират и разработят различни критерии, които трябва да удовлетворява избрания закон за завъртане на платформата. В допълнение следва да се изследват възможностите за оптимизация на законите за завъртане и избора на оптимални по определен критерий елементи на механизма за въртене;

• Разработване на методика за определяне на кинематичните характеристики на седалката на оператора при нейното съвместно завъртане по известни закони с платформата и оценка съгласно действащи нормативни документи на тяхното влияние върху работоспособността и здравето на оператора;

• Разработване и валидация на математичен модел на хидравлично задвижван механизъм за въртене, отчитащ еластичността и наличието на хлабина в трансмисията, а също така и еластичността на работното съоръжение в хоризонтално направление. Моделът следва да позволява изследване на двустранното взаимодействие на хидравличната и механичната подсистеми на механизма, а също така и вибрационното поведение на системата при различните закони за завъртане на платформата;

Използвайки формализиран подход да се разработят комплексни математически модели на багерни работно съоръжения на строителни манипулатори с различни кинематични структури позволяващи решаване на правата и обратната задачи на кинематиката на ниво геометрия, скорости и ускорения, а също така и решаване на обратната задача на динамиката. Моделите следва да разглеждат общия случай на кинематичната верига и на присъединяването на работното съоръжение към въртящата платформа. Въз основа на кинематичния модел да се създаде математичен модел позволяващ изследването на разлюляването на товара при извършване на подемно-транспортни операции при движение на товара по вертикална права линия. Като допълнение въз основа на получените геометрични зависимости следва да се разработи метод за синтез чрез оптимизация на геометричните параметри на звената на работното съоръжение в зависимост от зададените характеристики на работната зона;

• Да се разработят и валидират обобщени математически модели, позволяващи описание на динамичното поведение на многозвенни строителни и товароподемни манипулатори с твърдо и свободно окачване на товара при отчитане на максимален брой фактори на системата. Тъй като тези съоръжения се управляват посредством ръчно или електромагнитно управляеми хидравлични разпределители, то следва да е разработи единен математичен модел за описание на съвместното динамично поведение на механичната и хидравличната подсистеми на машината, позволяващ изследване на натоварването на задвижващите механизми. Моделите следва да позволяват симулация на движението на системите при въздействието на разнообразни външни натоварвания;

• Разширяване на кръга на показателите, използвани за оценка на функционалните и технологичните възможности на строителни манипулатори със сходна кинематична структура. Това може да се извърши чрез адаптиране на съществуващи и разработване на нови показатели, имащи количествено измерение и даващи възможност за оценка на геометричните, кинематичните и силовите възможности на машините. Когато използваните при сравнителен анализ на две и повече машини класически показатели показват близки стойности, прилагането на допълнителния набор от показатели ще позволи да се изявят индивидуалните особености на проектираните машини. Също така, допълнителните показатели следва да могат да се използват като критерии за оптимизация и да дават възможност за синтез на конструкции с предварително зададени свойства;

• Разработване на практически приложима методика за динамична симулация на движението на строителни и товароподемни манипулатори в програма с общо предназначение. Разработване на авторски програми, работещи в Web среда: 1) за определяне на статичните сили във връзките на работното съоръжение на хидравличен багер; 2) виртуална среда за симулация на работата и планиране на разположението на машините на обект със земекопни и транспортни машини.

6

ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА МЕХАНИЗЪМ ЗА ВЪРТЕНЕ КАТО ОС-НОВА ЗА АВТОМАТИЗАЦИЯТА НА ТРАНСПОРТНИТЕ ОПЕРАЦИИ

2.1 Цел и обхват на настоящата глава

В настоящата глава усилията са насочени към разглеждане на възможността механизма за въртене да се третира като управляемо съоръжение, даващо възможност на въртящата платформа да се завърта по предварително зададени закони, които следва да удовлетворяват определени кинематични, силови, мощностни и др. изисквания. Управлението на закона за завъртането ще позволи реализиране на пълна или частична автоматизация на транспортните операции, които са част от цялостния работен цикъл на багера.

2.2 Критерии за избор на закон за завъртане на въртящата платформа

Законът за завъртане на въртящата платформа $\varphi_{pl}(t)$ на хидравличните багери и неговите кинематични характеристики (скорости, ускорение, продължителност на преходните периоди и др.) при завъртане на определен ъгъл по време на транспортния процес се определят предимно от конструкцията и технически характеристики на механизма за въртене. Законът за завъртане определя както кинематичните, силовите и мощностните характеристики на задвижващия механизъм за въртене, включително и на първичния двигател на машината, така и кинематичните характеристики на оператора. На фиг.2.2 са показани критериите, които трябва да удовлетворява закона за завъртане на платформата.

2.3 Кинематични характеристики на законите за изменение на ъгъла на завъртане на платформата

От конкретния вид на математическата функция на закона на завъртане на платформата и неговите производни могат да бъдат определени максималните стойности на ъгловите скорост, ускорение и първа производна на ускорението. В настоящата работа са разгледани три разпространени закона, а именно – линеен закон с параболични сегменти, полиномен закон от пета степен и циклоиден закон.



фиг.2.2 Набор от критерии, които следва да удовлетворява закона за завъртане на платформата

2.3.4 Сравнение между различните закони на завъртане на платформата

С цел извършване на сравнение между кинематичните характеристики на трите закона, на фиг.2.10 те са изобразени във времевата област. И за трите закона продължителността на завъртане $t_{f}=7$ s и ъгъла на завъртане $\varphi_{pl}^{f} = \pi$ са еднакви. С червени линии са изобразени характеристиките на циклоидния закон, със синя линия – характеристиките на полиномния закон, а с черна линия – характеристиките на полиномния закон, а с черна линия – характеристиките на линейния закон. Както се вижда от фиг.2.10 б) и в) минимални стойности на ъгловите скорост и ускорение има линейния закон, следван от полиномния и циклоидния закони. От фиг.2.10 г) се вижда, че в началото и края на времевия интервал първата производна на ускорението за полиномния закон има по-високи стойности от циклоидния закон, но в средата на интервала има по-ниска стойност. Съгласно (2.28) първата производна на ускорението при линейния закон има безкрайно голяма стойност в четири момента от време.

2.4 Силови и мощностни характеристиките на механизма за въртене

Познаването на аналитичния вид на законите за завъртане на платформата позволява да бъдат определени силовите и мощностните характеристики на механизма за въртене и избрани първичен и вторичен двигатели, а също така оразмерени елементите на хидравличната и механичната системи на първоначалния етап от проектирането. Уравнението на обратната динамика на механизма за въртене, представен чрез едномасов динамичен модел с една степен на свобода, се съставя съгласно втория закон на Нютон. В него е известен закона за промяна на ъгловото ускорение а се търси въртящия момент в двигателя, който го осъществява.

2.5 Сравнение на силовите и мощностните характеристики

За да се извърши сравнение между силовите и мощностните характеристики на трите закона, на фиг.2.17 а) и б) те са изобразени във времевата област, а на фиг.2.17 в) и г) са изобразени като функция на ъгъла на завъртане. И за трите закона продължителността на завъртане $t_{l}=7$ s, ъгъла на завъртане $\varphi_{pl}^{f} = \pi$, статичния съпротивителен момент $M_{pl}^{st} = 20kNm$ и масовия инерционен момент $(J_{pl} + J_{tr}^{red}) = 120.10^3 kgm^2$ са еднакви.









С червени линии са изобразени характеристиките на циклоидния закон, със синя линия – характеристиките на полиномния закон, а с черна линия – характеристиките на линейния закон. Фиг.2.17 а), на която са изобразени въртящите моменти за трите закона повтаря вида на фиг.2.10 в) – ъгловото ускорение, като най-нисък е максималния въртящ момент при трапецовидния закон, а най-висок – при циклоидния. Максималната мощност (фиг.2.17 б) е най-висока при циклоидния закон, а при линейния и полиномния закони е с приблизително еднаква стойност.

2.6 Определяне на продължителността на завъртане в зависимост от различните критерии

Получените в аналитичен вид кинематични, силови и мощностни характеристики на механизма за въртене позволяват да се определят характеристиките на законите за завъртане на платформата така, че да удовлетворяват изброените в т.2.2 критерии, дефинирани чрез конкретни числени стойности.

Тъй като кинематичните характеристики на закона за завъртане на платформата са в пряка зависимост от продължителността t_f на завъртане на платформата, то задаването на определени максимално допустими стойности на кинематичните характеристики ще доведе до определянето на стойност на t_f , която да ги удовлетворява. Всеки от критериите ще даде една минимално допустима стойност на t_f , като най-голямата от получените стойности ще удовлетворява всички критерии и това ще бъде минималната възможна стойност t_f^{min} на времето за завъртане на платформата.





фиг.2.17 Въртящ момент а) и мощност б), представени във времевата област и въртящ момент в) и мощност г), представени като функция на ъгъла на завъртане

2.7 Вероятностен подход към определяне на характеристиките на механизма за въртене

2.7.1 Формализиран модел на механизма за въртене

В най-общ вид, процесът на функциониране на механизма за въртене се описва чрез закона на функциониране, който преобразува входните въздействия в изходни характеристики:

$$\mathbf{y} = f\left(\mathbf{x}, \mathbf{v}, \mathbf{p}\right) \tag{2.90}$$

Задаването на множество от стойности на входните величини и вероятностите за тяхното появяване ще доведат до множество от стойности на изходните характеристики, което позволява да се извърши статистически анализ на резултатите и направят вероятностни изводи относно поведението на механизма за въртене и възможните граници на промяна на неговите изходни характеристики.

2.7.3 Вероятностно-статистическа симулация на характеристиките на механизма за въртене

Въртящият момент се изразява чрез (2.59), а максималната му стойност е:

$$M_{pl}^{\max} = M_{pl}^{st} + (J_{pl} + J_{tr}^{red}) \frac{10\varphi_{pl}^{f}}{\sqrt{3}t_{f}^{2}}$$

Вероятностно-статистически характер може да се придаде на статичния съпротивителен момент M_{pl}^{st} , на масовия инерционен момент на платформата J_{pl} и на ъгъла на завъртане φ_{pl}^{f} . Нормалните разпределения са дефинирани чрез математическото си очакване μ и средно квадратичното отклонение σ , докато равномерното разпределение се дефинира чрез долната и горната си граници a и b. Тъй като стойността на максималния момент определя както продължителността на времето за завъртане и натоварването на цялата кинематична верига, така и налягането в хидравличната система, то следва да се извърши по-подробно изследване на резултатите, получени за максималния въртящ момент.

Неопределеността в резултатите поради наличието на неопределеност във входните данни се разпространява и върху минималното време за завъртане *t_f*. Ако се използват входните данни от табл.2.1 и $\left[M_{pl}^{\max}\right] = 54 \, kNm$, то диаграмата на абсолютните честоти на t_f^{\min} има вида, показан на фиг.2.26.



фиг.2.26 Диаграма на абсолютните честоти на t_{f}^{\min}

За да бъде изпълнено условието $M_{pl}^{\max} \leq \left[M_{pl}^{\max}\right]$ е необходимо да се избере време за завъртане t_f , по-голямо от t_f^{\min} , т.е. $t_f \geq t_f^{\min}$. Ако се отчете, че е възможно и появяването на стойности надвишаващи средната стойност $t_f^{\min} = 8 s$, то за избор на стойност на времето за завъртане следва да се използва някой от процентилите, показани в таблица 2.5. Например, ако се използва 95^{ия} процентил, то $t_f^{\min} = 9.04 s$

2.8 Оптимизация на силовите и мощностните характеристики на механизма за въртене

2.8.1 Оптимизация на силовите характеристики

• За полиномния и циклоидния закони

При полиномния и циклоидния закони продължителността на завъртане *t_f* при зададени инерционни характеристики на механичната система и стойност на статичното съпротивление влияе чрез обратна квадратична зависимост, а ъгъла на завъртане – линейно върху максималния въртящ момент. При зададен от технологичния процес ъгъл на завъртане, единственият начин да се намалява максималният въртящ момент е чрез увеличаване на продължителността на завъртане *t_f*.

• За линейния закон

Може да бъде намерена оптимална стойност на *t*_f в зависимост от продължителността на преходните периоди. Целевата функция има вида:

$$t_f(\Delta t) \rightarrow \min$$
 (2.101)

чиито минимум се търси при следното ограничително условие:

$$0 < \Delta t \le \frac{t_f}{2} \tag{2.102}$$

Оптималната стойност на Δt е:

$$\Delta t^* = \sqrt{\frac{\left(J_{pl} + J_{tr}^{red}\right)\varphi_{pl}^f}{\left(D_m \Delta p^{\max} i\eta_m^{hm} \eta_{red} - M_{pl}^{st}\right)}}$$
(2.107)

2.8.2 Оптимизация на мощността за задвижване на платформата

• За полиномния и циклоидния закони

Аналогично на въртящия момент, при зададени стойности на параметрите, максималната стойност на мощността се определя единствено от продължителността на завъртане.

• За линейния закон

Максималната мощност може да бъде минимизирана чрез подходящ подбор на стойността на продължителността Δt на пусковия и спирачния периоди. Изразът (2.113) представлява целева функция

$$P_{pl}^{\max}\left(\Delta t\right) \to \min \tag{2.114}$$

чиито минимум се търси при следното ограничително условие:

$$0 < \Delta t \le t_f / 2 \tag{2.115}$$

Оптималната стойност на Δt^* , при която максималната мощност се минимизира, представлява решение на следното кубично уравнение:

$$M_{pl}^{st} \Delta t^{3} - M_{plc}^{st} t_{f} \Delta t^{2} - 3\varphi_{pl}^{f} \left(J_{pl} + J_{tr}^{red}\right) \Delta t + \varphi_{pl}^{f} \left(J_{pl} + J_{tr}^{red}\right) t_{f} = 0 \qquad (2.117)$$

2.9 Оптимален избор на хидродвигател и редуктор

Хидродвигателят, редукторът и опорно-въртящият кръг са стандартизирани закупни изделия с определени характеристики, поради което при тяхното комплектоване са възможни множество варианти, които да осигурят необходимите кинематични характеристики на механизма за въртене. Отчитайки, че хидравличният багер е мобилна машина, един подходящ критерий в случая е общата маса на хидродвигателя, редуктора, опорно-въртящия кръг със зъбния венец и малкото зъбно колело да бъде минимална. Налице е нелинейна оптимизационна задача, чиято целева функция е сумарната маса на възела:

$$m = m_{hm} + m_r + m_v + m_m \rightarrow min \tag{2.119}$$

Ограничителните условия в оптимизационната задача се формулират от необходимостта за реализиране от механизма за въртене на силови и кинематични характеристики, зададени от закона за завъртане на платформата. В настоящата работа за решаване на задачата се използва модификация на метода Монте-Карло.

2.10 Изводи

Извършените в настоящата глава изследвания позволяват да се направят следните изводи:

1. Математическите модели на законите за завъртане на платформата на хидравличния багер позволяват определяне на кинематичните, силовите и мощностните характеристики на механизма за въртене и въртящата платформа, а също така и определяне на техните екстремални стойности;

2. Дефинираните кинематични, силови, мощностни и ергономични критерии позволяват избор на вида на закона за завъртане на платформата и определящите го параметри;

3. Сравнителният анализ между разглежданите закони показва, че при еднакви други условия: а) Минимални стойности на ъгловите скорост и ускорение има линейния закон, следван от полиномния и циклоидния закони; б) В началото и края на времевия интервал първата производна на ускорението за полиномния закон има по-високи стойности от циклоидния закон, но в средата на интервала има по-ниска

стойност. Подобни са и резултатите при представяне на характеристиките като функция на ъгъла на завъртане и във фазовата плоскост;

4. Разработването на модел на обратната динамика на въртящата платформа позволява определянето на силовите и мощностните характеристики на механизма за въртене. Сравнителният анализ чрез получените изрази за въртящите моменти и мощностите за трите закона показва, че: 1) Най-нисък е максималния въртящ момент при трапецовидния закон, а най-висок – при циклоидния; 2) Максималната мощност е най-висока при циклоидния закон, а при линейния и полиномния закони е с приблизително еднаква стойност.

5.Чрез получените аналитични изрази може да се определи продължителността на завъртане така, че да се удовлетворяват различните критерии, които са дефинирани чрез максимално допустимите стойности на ъгловите скорост, ускорение и производна на ускорението, а също така и на максимално допустимите въртящ момент и мощност;

6. Вероятностният подход към определяне на характеристиките на механизма за въртене дава възможност чрез използване на числени експерименти по метода Монте Карло да се определят вероятностно-статистическите плътности на разпределение на характеристиките на механизма и техните статистически характеристики. Този подход позволява оразмеряването и изборът на елементите да се извършва на вероятностна основа при оценка на вероятността за възникване на натоварване с определена стойност. Изследването на чувствителността на системата към вариацията на параметрите позволяват да се откроят параметрите, които найсилно влияят върху изходните характеристики;

7. Оптимизацията на силовите и мощностните характеристики води до определяне на характеристики на законите, при които въртящият момент и мощността имат минимални стойности.

Оптимизацията на силовите характеристики показва, че: 1) При полиномния и циклоидния закони при зададени стойности на останалите параметри, увеличаването на продължителността на завъртането е единственият начин за намаляване на максималния въртящ момент; 2) При линейния закон с параболични сегменти е установено, че при зададен ъгъл на завъртане, максималния въртящ момент зависи от продължителността на завъртане и от продължителността на преходния период. Използвайки получената математическа зависимост, при зададена макасимално допустима стойност на максималния въртящ момент и продължителността на завъртане е получена оптималната стойност на продължителността на преходните периоди.

Оптимизацията на мощностните характеристики показва че: 1) Аналогично на въртящия момент, максималната мощност при полиномния и циклоидния закони зависи единствено от продължителността на завъртане – неговото увеличаване води до намаляване на максималната мощност; 2) При линейния закон с параболични сегменти е установено, че при зададен ъгъл на завъртане, максималната мощност зависи от продължителността на завъртане и от продължителността на преходния период. Решаването на оптимизационната задача за минимизация на максималната мощност води до кубично уравнение, чийто корен (избран при спазване на зададеното ограничение) е оптималната продължителност на преходните периоди. 8. Чрез дефинираната оптимизационна задача за избор на компоненти на механизъм за въртене е възможно да се избират хидромотор, редуктор, малко зъбно колело и опорно-въртящ кръг така, че масата (или друга целева функция) на целия възел да бъде минимална, което е подкрепено от факта, че хидравличният багер е мобилна машина. Въпреки че методът Монте Карло има стохастичен характер, чрез случаен избор на номера на компоненти от списък и пресмятане на стойността на целевата функция, чрез отделяне на комбинациите, удовлетворяващи наложените ограничителни условия, може да се определи оптималната комбинация. Допълнително предимство е, че се получават и множество субоптимални решения, което значително разширява броя на възможните алтернативни конструктивни решения при проектиране на механизма за въртене.

ГЛАВА 3. ЕРГОНОМИЧНИ КРИТЕРИИ, ОПРЕДЕЛЯЩИ ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА МЕХАНИЗМА ЗА ВЪРТЕНЕ

3.1 Цел и обхват на настоящата глава

Целта на настоящата глава е да оцени влиянието на вида и характеристиките на закона за завъртане на платформата върху кинематичните характеристики на седалката на оператора – линейни скорост, ускорение и първа производна на ускорението, а също така и да се оцени вибрационното въздействие в резултат на периодичното завъртане на платформата при изпълнение на технологични процеси. Сравняването на стойностите на кинематичните характеристики с нормираните в стандартите ще позволи да се определят характеристиките на закона на завъртане от гледна точка на ергономичните критерии, дефинирани в Глава 2.

3.2 Кинематични характеристики, оказващи влияние върху работоспособността и здравето на оператора

Степента на въздействие на различните кинематични характеристики при завъртане на седалката съвместно с платформата оказват различно влияние върху работоспособността и здравето на оператора. Основните ефекти са следните: 1) Линейна скорост; 2) Линейно ускорение; 3) Първа производна на линейното ускорение. Отчитайки факта, че в повечето случаи продължителността на завъртането на въртящата платформа е около 50% от продължителността на целия работен цикъл (но може да достигне и 75%), следва да се отчита експозицията на оператора на вибрация, причинена от завъртането на платформата.

3.3 Определяне на кинематичните характеристики на законите за движение на седалката на оператора

3.3.1 Закони за движение на седалката на оператора

Законът за завъртане на платформата $\varphi_{pl}(t)$ и радиуса *г* на разположение на седалката спрямо оста на въртене на платформата напълно определят кинематичните характеристики на движението на седалката на оператора. Големината на всяка от кинематичните характеристики (3.2) ÷ (3.4) и (3.5) ÷ (3.7) не зависи от координатната система и се определя като норма на съответния вектор:

$$v_{op} = r\dot{\phi}_{pl} \tag{3.9}$$

$$a_{op} = r \sqrt{\dot{\phi}_{pl}^4 + \ddot{\phi}_{pl}^2}$$
(3.10)

$$\dot{y}_{op} = r\sqrt{\dot{\phi}_{pl}^{6} + 9\dot{\phi}_{pl}^{2}\ddot{\phi}_{pl}^{2} - 2\dot{\phi}_{pl}^{3}\ddot{\phi}_{pl} + \ddot{\phi}_{pl}^{2}}$$
(3.11)

3.3.2 Кинематични характеристики на законите за движение на седалката

Полученият аналитичен вид (3.9) ÷ (3.11) на законите за движение на седалката позволява да се определят следните кинематични характеристики:

а) Максимални стойности на скоростта v_{op}^{\max} , ускорението a_{op}^{\max} и първата производна на ускорението j_{op}^{\max} на седалката; б) Средно квадратични стойности на производните на закона за движение на седалката в разглеждания времеви интервал; в) Нормално a_n и тангенциално a_t ускорения на седалката на оператора, техните средно квадратични стойности a_n^{rms} и a_t^{rms} и тяхното съотношение *S*, които са необходими за оценка на инерционното и вибрационното натоварване на оператора съгласно нормативните документи; г) Крест-фактор (наречен още пик-фактор), който представлява съотношението на максималната стойност на ускорението и средно квадратичната му стойност. Освен като за характеризиране на вибрацията, той се използва и за оценка на възможността за приложение на методиката за оценка на вибрационното натоварване на оператора.

3.5 Сравнение между кинематичните характеристики на седалката при различните закони

За да се сравнят кинематичните характеристики на седалката при различните закони за завъртане на платформата, на фиг.3.7 са показани серия графики на линейната скорост на седалката на оператора, линейното ускорение и първа производна на ускорението при $t_{f}=6$ s и r=0.8 m за циклоидния (сини графики), полиномния (червени графики) и линейния закон с параболични сегменти (черните графики) закони.



фиг.3.7 Кинематични характеристики на седалката на оператора за трите разглеждани закона

Интервалът на промяна на ъгъла на завъртане е $\varphi_{pl}^f = [0 \div \pi]$ със стъпка $\pi/10$. Двете най-високи графики (синя, червена и черна) съответстват на ъгъл на завъртане π , останалите са нанесени надолу с указаната стъпка. На фиг.3.7а) са показани графиките на скоростта за различните закони, на фиг.3.7б) – графиките на ускорението, на фиг.3.7в) графиките на първата производна на ускорението. Както се вижда от графиките, и при трите характеристики циклоидният закон има най-големи стойности, следван от полиномния и линейния закони. Линейният закон има найниски стойности на кинематичните характеристики, въпреки че те се променят скокообразно, което е предпоставка за възникване на трудности при реализация на закона за завъртане чрез система за автоматично управление.

3.6.1 Основни положения на процедурата за определяне на вибрацията, действаща върху оператора в седнало положение съгласно ISO 2631 – 1:1997

Средно квадратичната стойност на честотно претегленото виброускорение се получава чрез умножение на измерените стойности на ускорението в 1/3 - октавните честотни ленти със съответните корекционни коефициенти с последващо сумиране:

$$a_w = \sqrt{\sum_i \left(w_i a_i\right)^2} \tag{3.68}$$

където *W_i* е корекционния коефициент за *i*-та 1/3 - октавна честотна лента, а *a_i* е средно квадратичната стойност на виброускорението в *i*-та 1/3 - октавна честотна лента.



фиг.3.9 Функции на честотно претегляне съгласно ISO 2631-1:1997

3.6.2 Оценка на въздействието на вибрацията върху здравето на оператор в седнало положение съгласно ISO 2631 – 1:1997

За оператор без патологични отклонения, работещ в седнало положение, основният риск за здравето произтича от механичното натоварване на прешлените в лумбалната област и свързаните с тях нервни окончания. Продължителните механични натоварвания могат да доведат до развитие на дегенеративни процеси в лумбалната област, а също така и да окажат отрицателно влияния на други органи. Такива

дегенеративни изменения се появяват след многогодишна работа при неблагоприятни условия. При оценка на въздействието върху здравето на оператор, работещ в седнало положение, за осите *x* и *y* се определят средно квадратичните стойности на честотно претегленото виброускорение. Оценката за въздействието на вибрацията върху здравето на оператора се извършва отделно за всяко от направленията, като при това виброускорението, действащо върху оператора, се определя от поголямата от двете стойности:

$$a_{w} = \max\left(1.4a_{w}^{x}, 1.4a_{w}^{y}\right) \tag{3.70}$$

В (3.70) е използван допълнителен поправъчен коефициент, чиято стойност за направленията *x* и *y* е 1.4. Ако стойностите на виброускорението в двете направления са съпоставими, то за оценка на влиянието на виброускорението следва да се използва стойността на пълното ускорение:

$$a_{w} = 1.4\sqrt{\left(a_{w}^{x}\right)^{2} + \left(a_{w}^{y}\right)^{2}}$$
(3.71)

3.6.5 Оценка на степента на въздействие на вибрацията, предизвикана от завъртането на платформата съгласно ISO 2631-1:1997

Завъртането на платформата на определен ъгъл при изпълнение на транспортни или технологични операции има цикличен характер поради редуването на завъртането на платформата за разтоварване в транспортното средство за време t_f и последващо го обратно завъртане до изходна позиция за същото време. В този случай може да се счита, че линейното ускорение на седалката на оператора има вибрационен характер с честота на промяна на ускорението $1/t_f$ Използвайки получените резултати от честотния анализ на пълното линейно ускорение, теоретичната функция на ускорението може да бъде апроксимирана с достатъчна точност със следната тригонометрична функция:

$$a_{op}^{approx} = \sum_{i=1}^{5} A_i \cos(2\pi f_i t)$$
(3.78)

Получените честотни компоненти на линейното ускорение дават възможност чрез използване на зависимостта (3.68) да се определи големината на честотно претегленото виброускорение:

$$a_{w} = k_{\sqrt{\sum_{i=2}^{5} \left(W_{d}^{f_{i}} A_{i}^{rms} \right)^{2}}$$
(3.79)

където $W_d^{f_i}$ е коефициентът на честотното претегляне W_d (който се отчита от фиг.3.9) за честота f_i .

3.6.6. Сравнение на амплитудно-честотните спектри при различни закони

На фиг.3.16 графично са показани амплитудно - честотните спектри на полиномния, циклодния и линейния закони, определени при еднакви условия на движение - един и същ ъгъл на завъртане за едно и също време. Анализът на представените резултати показва, че във всички представени случаи амплитудите *A*₀ (на постоянната съставка) и *A*₂ (на фундаменталната честота) са най-високи при циклоидния закон, следвани от полиномния и линейния закони.

Амплитудите на останалите хармоници са най-високи при линейния закон, следвани от полиномния и циклоидния закони. На фиг.3.16 също така са показани (в горния десен ъгъл) пресметнатите за всеки от случаите стойности на еквивалентното ускорение *а*_w. Въпреки по-високите стойности на амплитудата на основния хармоник при циклоидния и полиномния закони, средното коригирано ускорение за линейния закон е значително по-високо от другите два закона в първите два случая и равно в третия случай. Основна причина за това са по-високите стойности на коефициентите на честотно претегляне за по-високите честоти, които са с по-високи амплитуди при линейния закон.

3.6.8 Определяне на времето за завъртане в зависимост от стойността на допустимото еквивалентно ускорение

На фиг.3.17 б) за полиномния закон на завъртане са показани графиките на еквивалентното честотно претеглено ускорение a_w , определени по (3.79) за стойности на t_f в интервала 0.5 s ÷10 s и ъгли на завъртане на платформата φ_{pl}^f в интервала $30^0 \div 180^0$.



фиг.3.16 Амплитудно - честотните спектри на полиномен, циклоиден и линеен закони

Тъй като е невъзможно a_w да се представи като функция на t_f в явна форма, то числените стойности са получени чрез разлагане на полиномния закон в ред на Фурие при различни комбинации на стойностите на параметрите и последващо пресмятане по (3.79).

3.7 Изводи

Извършените изследвания относно определяне на ергономичните критерии, определящи характеристиките на механизма за въртене, позволяват да се направят следните изводи:

1. Дискутирани са различните кинематични характеристики на седалката на оператора при нейното съвместно завъртане с платформата и тяхното влияние върху работоспособността и здравето на оператора;

2. Кинематичните характеристики на седалката на оператора са функция на закона за завъртане на платформата, неговите производни и радиуса на разположение на седалката спрямо остана въртене на платформата. Изведени са в общ вид изрази за проекциите върху осите на неподвижната и подвижната координатни системи на кинематичните характеристики на седалката, а също така изрази за големините им;



фиг.3.17 Еквивалентно честотно претеглено ускорение за различни ъгли на завъртане и различна продължителност на завъртане

3. Получените аналитични изрази са подходящи за определяне на кинематичните характеристики на седалката за трите разглеждани закона. Допълнително могат да се определят средно квадратичните и максималните стойности на кинематичните характеристиките. Извършеният сравнителен анализ между кинематичните характеристики на законите показва, че и при трите характеристики (линейни скорост, ускорение и първа производна на ускорението) циклоидният закон има най-големи стойности, следван от полиномния и линейния закони;

4. Дискутирани са основните положения на процедурата за определяне на вибрацията, действаща върху оператора в седнало положение съгласно стандарта ISO 2631-1:1997. Анализирана е приведената в стандарта методика за оценка на въздействието на вибрацията върху здравето на оператор в седнало положение и въздействието на болестта на движението;

5. Съгласно ISO 2631-1:1997 е предложена е методика за оценка на степента на въздействие върху оператора на вибрацията, предизвикана от завъртането на платформата. Методиката се основава на получаване на амплитудно-честотния спектър на получените закони за промяна на линейното ускорение на седалката чрез разлагане в ред на Фурие. Анализът на получените амплитудно-честотни спектри показва, че ускорението съдържа множество хармоници, от които с най-голяма амплитуда са тези:

• С нулева честота, представляващ отместването на графиката на ускорението нагоре над нулевата линия;

- С фундаменталната честота равна на 1/*t*_f, породена от периода на завъртане;
- Хармоници с честота кратна на фундаменталната честота;
- 6. Сравнителният анализ на амплитудно-честотните спектри при различните за-

кони показва, че амплитудите на постоянната съставка и на фундаменталната честота са най-високи при циклоидното ускорение, следвани от полиномния и линейния закони. Амплитудите на останалите хармоници са най-високи при линейния закон, следвани от полиномния и циклоидния закони. Въпреки по-високите стойности на амплитудата на основния хармоник при циклоидния и полиномния закони, средното претеглено ускорение за линейния закон е значително по-високо от другите два закона в първите два разгледани случая и равно в третия случай. Основна причина за това са по-високите стойности на коефициентите на честотно претегляне за повисоките честоти, които са с по-високи амплитуди при линейния закон.

Получените резултати показват, че при определяне на еквивалентното коригирано ускорение следва да се отчита не само фундаменталната честота, определена от времето за завъртане до зададения ъгъл, но и честотата на хармониците, която е кратна на фундаменталната честота. Те са с по-висока честота и по-ниска амплитуда, но съгласно функцията на честотното претегляне, тяхното въздействие върху оператора не може да се пренебрегне и следва да бъде отчетено.

7. Получени са зависимости за определяне на продължителността на завъртане в зависимост от зададените допустими максимални линейни скорост, ускорение и първа производна на ускорението, действащи върху оператора;

8. Построени са графики за определяне на времето за завъртане в зависимост от стойността на допустимото еквивалентно ускорение. Установено е, че получените стойности за продължителността на завъртане са доста по-малки от определените по другите критерии времена (виж Глава 2), поради което тя не може да бъде определяща за продължителността на завъртане на платформата. Поради тази причина се препоръчва, при определена по другите критерии продължителност на завъртане, еквивалентното честотно претеглено ускорение, оценките на степента на комфорт и въздействието на вибрацията върху появяването на болест на движението да имат проверочен характер по приведената методика.

ГЛАВА 4. ТЕОРЕТИЧНО И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИ-КАТА НА ХИДРОМЕХАНИЧНАТА СИСТЕМА НА МЕХАНИЗМА ЗА ВЪРТЕНЕ

4.1 Цел и обхват на настоящата глава

Целта на настоящата глава е да се разработи и изследва динамичен модел, отчитащ съвместната работа на механичната и хидравличната подсистеми на механизма за въртене, позволяващ определянето на динамичните натоварвания в елементите на кинематичната верига през преходните периоди, определянето на собствените честоти и вектори, а също така и други характеристики, даващи по-пълна представа за поведението на реалната система при движение по изследваните в Глава 2 закони за завъртане на платформата.

4.2 Математичен модел на механичната подсистема на механизъм за въртене 4.2.1 Тризвенен динамичен модел с три степени на свобода

В предлагания динамичен модел първото звено (фиг.4.1, поз.1) представлява еквивалентно ротационно звено, чийто масов инерционен момент е равен на сумата на приведените към оста на въртене на платформата масови инерционни моменти на хидродвигателя, редуктора и малкото зъбно колело. Второто звено (поз.2) представлява въртящата се платформа, разгледана като едно твърдо тяло, а третото звено (поз.3) представлява работното съоръжение, представено като твърдо звено, завъртащо се около точката му на окачване върху платформата. Всяко от звената се характеризира със своите геометрични и инерционни параметри. Съгласно фиг.4.1, завъртането на първото звено се определя чрез обобщената координата φ_1 , която се отчита спрямо оста X_0 на неподвижната декартова координатна система $X_0 y_0 Z_0$, разположена в хоризонталната равнина, а приведеният му масов инерционен момент спрямо оста на въртене на платформата е J_1 . Завъртането на второто звено се определя чрез обобщената координата φ_2 , която също се отчита също спрямо оста X_0 на неподвижната декартова координатна система $x_0 y_0 Z_0$, а масовият му инерционен момент е J_2 . Завъртането на третото звено се определя чрез обобщената координата φ_3 , която също се отчита спрямо оста X_2 на неподвижно свързаната със звено 2 декартова координата φ_3 , кординатна система $X_2 y_2 Z_2$.



фиг.4.1 Тризвенен динамичен модел с три степени на свобода

4.2.2 Диференциални уравнения на движение на механичната система

Диференциалните уравнения на движение на системата са изведени чрез използване на уравненията на Лагранж от втори род. Използвайки получените изрази за кинетичната (4.16), потенциалната (4.17) и дисипативната (4.24) енергии на системата и извършвайки необходимите математически операции в (4.1), системата диференциални уравнения, описваща движението на механичната система се представя във вида:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} + \mathbf{V}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{Q}$$
(4.25)

Когато при извършване на транспортни операции се съвместяват въртенето на платформата и промяната на обсега на работното съоръжение следва да се отчита,

че разположението на центъра на тежестта и масовият инерционен момент на работното съоръжение спрямо оста на завъртане на платформата са променливи. Това се отчита при съставяне на изразите за кинетичната енергия: L_x^C се замества с $L_x^C(t)$ в (4.10), а J_3 - с $J_3(t)$ в (4.15).

4.2.3 Определяне на координатите на центъра на тежестта и масовия инерционен момент на работното съоръжение

Разположението на центъра на тежестта на звено 3, зададено чрез разстоянието L_x^C , а също така и масовият му инерционен момент J_3 спрямо вертикалната ос, преминаваща през центъра на тежестта му, са функция на взаимното разположение на звената на работното съоръжение. На фиг.4.2 са показани геометричните размери на звената L_1 и L_2 , а също така и релативните ъгли θ_1 , θ_2 и θ_3 , чрез които се определя тяхното взаимно разположение.



фиг.4.2 Схема за определяне на центъра на тежестта на работното съоръжение

В т.О (т.О₃ на фиг.4.1) е разположена неподвижна координатна система $x_0Oy_{0_i}$ чиято ос x е хоризонтална. Координатите на центровете на тежестта в неподвижната координатна система, се изразяват чрез трансформационни матрици $_i^iT(\alpha, a_x, a_y)$ от вида (4.9).

4.2.4 Модален анализ на системата

Известният аналитичен вид на матриците M(q) и C позволява да се определи честотата на собствените трептения на системата и собствените вектори. За целта, инерционната матрица, която е функция на φ_3 , се линеаризира в околността на равновесното положение на звено 3.

Динамичната матрица на системата има вида:

$$\mathbf{H} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \tag{4.44}$$

а нейният характеристичен полином е:

$$f(\lambda) = \det(\mathbf{H} - \lambda \mathbf{I}) \tag{4.45}$$

където | е единична матрица. Собствените честоти се определят от корените на характеристичното уравнение. Тъй като системата е полуопределена, то една от собствените честоти е нулева и съответства на глобалното движение на системата. Също така, наличието на нулева собствена честота е признак за неутрална устойчивост на системата.

4.4. Математичен модел на механизма за въртене с три степени на свобода при отчитане на механичната и хидравличната подсистеми

След пренебрегване на дебитите през предпазно-преливните клапани и извършване на полаганията $\varphi_1 = x_1$, $\dot{\varphi}_1 = x_2$, $\varphi_2 = x_3$, $\dot{\varphi}_2 = x_4$, $\varphi_3 = x_5$, $\dot{\varphi}_3 = x_6$, $p_1 = x_7$, $p_2 = x_8$, $\dot{x}_1 = x_2$, $\dot{x}_3 = x_4$ и $\dot{x}_5 = x_6$, системата линейни диференциални уравнения от осми ред се представя в пространството на състоянията (4.165).

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{1} \\ \dot{x}_{2} \\ \dot{x}_{3} \\ \dot{x}_{4} \\ \dot{x}_{5} \\ \dot{x}_{6} \\ \dot{x}_{7} \\ \dot{x}_{8} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{c_{1}}{m_{11}} & -\frac{b_{1}}{m_{11}} & \frac{c_{1}}{m_{11}} & \frac{b_{1}}{m_{11}} & 0 & 0 & \frac{D_{m}\eta_{i}}{m_{11}} & -\frac{D_{m}\eta_{i}}{m_{11}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{c_{1}m_{33}}{z} & -\frac{b_{1}m_{33}}{z} & \frac{c_{1}m_{33}}{z} & \frac{(b+b_{1})m_{33}}{z} & -\frac{c_{2}m_{23}}{z} & -\frac{b_{2}m_{23}}{z} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{c_{1}m_{23}}{z} & \frac{b_{1}m_{23}}{z} & -\frac{c_{1}m_{23}}{z} & -\frac{(b+b_{1})m_{23}}{z} & \frac{c_{2}m_{22}}{z} & \frac{b_{2}m_{22}}{z} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\beta_{e}}{V} \frac{D_{m}i}{\eta_{hm}^{v}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\beta_{e}}{V} \frac{D_{m}i}{\eta_{hm}^{v}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\beta_{e}}{V} \frac{D_{m}i}{\eta_{hm}^{v}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{\beta_{e}}{V} \\ -\frac{\beta_{e}}{V} \\ \frac{\beta_{e}}{V} \\ \frac{\beta_{e}}{V} \\ \frac{\beta_{e}}{V} \\ \end{bmatrix} \begin{pmatrix} D_{mx}^{mx}\omega_{p}\eta_{p}^{v} \end{pmatrix} u(t)$$

$$(4.165)$$

4.5. Системата за автоматично управление с ПИД регулатор

За определяне на работоспособността на разработените динамични модели е разработена затворена система за управление на механизма за въртене с обратна връзка с включен пропорционално-интегрално-диференциален регулатор, чието предназначение е стабилизация на програмното движение, задавано чрез законите, разгледани в Глава 2. Управляващото въздействие (параметъра на регулиране на работния обем) се формира чрез текущата стойност на грешката *e*(*t*), производната на грешката и интеграла на грешката:

$$u(t) = k_p e(t) + k_d \frac{de(t)}{dt} + k_i \int e(t) dt \qquad (4.166)$$

където грешката се формира като разлика между ъгловата скорост на програмното

движение на платформата $\omega_{pl}^{ref}(t)$, зададена математически със съответния закон, и текущата ъглова скорост на платформата $\omega_{pl}(t)$:

$$e(t) = \omega_{pl}^{ref}(t) - \omega_{pl}(t)$$
(4.167)

а чрез *k*_p, *k*_d и *k*_i са означени параметрите за настройка на пропорционалната, диференциалната и интегралната съставки.

4.6. Числени изследвания на характеристиките на хидромеханичната система 4.6.2. Числено решаване на уравненията на движение при тризвенен динамичен модел

На фиг.4.26 са показани резултатите от численото решаване при линеен закон за завъртане на платформата. Ъгловите скорости $\dot{\varphi}_1$ и $\dot{\varphi}_2$ на звената 1 и 2 (фиг.4.26 а) имат затихващ колебателен характер, което води до появяването на въртящ момент с променлив характер в еластичната връзка 1 (фиг.4.26 д). Ъгловото завъртане φ_3 (фиг.4.26 б) също има вибрационен характер, като трептенията следват тренда на ъгловото ускорение на платформата. Линейното ускорение на седалката на оператора (фиг.4.26 е), подобно на останалите характеристики също има колебателен характер, а в началния момент от време достига стойности, превишаващи неколкократно програмната стойност на ускорението. На фиг.4.26 ж) е показана разликата между програмната и реалната ъглови скорости $\omega_{pl}^{ref} - \omega_{pl}$. На фиг.4.28 са

показани резултатите от численото решаване на системата уравнения с включен ПИД регулатор при линеен закон. Максималната разликата между програмната и реалната ъглови скорости (фиг.4.28 а) е намаляла около 3 пъти в сравнение със случая без ПИД регулатор. На фиг.4.28 б) са показани наляганията, а на фиг.4.28 в) – въртящия момент в еластичния елемент между звена 1 и 2. О на двете фигури се вижда, че колебателния характер на характеристиките се запазва, но амплитудите на трептенията са по-малки, за също така и затихват по-бързо.



в) Налягания *p*₁, *p*₂ **и Δp**, MPa



б) Налягания *p*₁, *p*₂ **и Δp**, MPa

фиг.4.28 Характеристики на хидромеханичната система при наличие на ПИД регулатор

4.7. Модел на хидромеханичната система на механизма за въртене с три степени на свобода с отчитане на хлабината в кинематичната верига 4.7.1. Моделиране на хлабината в кинематичната верига

Ъгловите хлабини в кинематичната верига на механизма за въртене възникват основно в зъбните предавки, но също така и в съединителите, в шпонковите и шлицовите съединения. На фиг.4.29 е показан фрагмент от динамичния модел на фиг.4.1, който показва разположението на сумарната приведена ъглова хлабина δ.



фиг.4.29 Фрагмент от динамичния модел, включващ приведената хлабина

За да се отчете в математичния модел наличието на хлабина, въртящият момент *T_c* в еластичният елемент между звена 1 и 2 следва да се въведе в явен вид в уравненията на движение (4.54). При използване на (4.173) за модифицираните диференциални уравнения се получава

$$\ddot{\varphi}_{1} = \frac{M_{1} - T_{c}}{J_{1}} \tag{4.174}$$

$$\ddot{\varphi}_{2} = \frac{J_{3}A + m_{3}L_{x}^{C}\left(L_{x}T_{3} + L_{x}^{C}A\right)}{B}$$
(4.175)

$$\ddot{\varphi}_{3} = -\frac{T_{3}\left(m_{3}\left(L_{x}^{2} + L_{y}^{2}\right) + J_{2}\right) + J_{3}A + m_{3}\left(L_{x}^{C}\right)^{2}A + m_{3}L_{x}^{C}L_{x}A}{B}$$
(4.176)

където $A = M_2 + T_3 + T_c$ и $B = J_2 \left(J_3 + m_3 \left(L_x^C \right)^2 \right) + m_3 \left(J_3 \left(L_x^2 + L_y^2 \right) + m_3 \left(L_x^C \right)^2 L_y^2 \right).$

Въртящият момент *Т*_с има вида:

$$T_{c} = \begin{cases} c_{1} \left(\Delta \varphi - \delta / 2 \right) + b_{1} \Delta \dot{\varphi}, & \text{if } \Delta \varphi \geq \delta / 2 \\ c_{1} \left(\Delta \varphi + \delta / 2 \right) + b_{1} \Delta \dot{\varphi}, & \text{if } \Delta \varphi \leq -\delta / 2 \\ 0 & \text{if } \left| \Delta \varphi \right| < \delta / 2 \end{cases}$$

$$(4.177)$$

където $\Delta \phi = \phi_1 - \phi_2$ и $\Delta \dot{\phi} = \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2$.

4.8. Експериментално изследване на хидравлично задвижван механизъм за въртене

4.8.3. Валидация на математичния модел

Валидацията на математични модел е извършена чрез сравнение на експерименталните данни, получени от изследването на стенд "Товароподемен манипулатор", с резултатите от числените решения на едномасовия динамичен модел, описан с зависимостите (4.132). На фиг.4.39 чрез позиция е 1 означена експериментално получената и показана на фиг.4.35 във времевия интервал [16÷26.5] s графика на скоростта на точка от рамото на манипулатора.



фиг.4.39 Скорост на характерна точка от работното съоръжение: 1 – експериментален резултат, 2- математичен модел

На фиг.4.39 чрез позиция 2 е означена графиката на скоростта на същата точка, получена от численото решаване на (4.132) при използване на стойностите на параметрите на реалната система. Между двете графики има добра степен на съвпадение. Основната разлика е в по-големия пик на експериментално измерената скорост в началния момент – разликата е в рамките на 25 % спрямо теоретичната скорост. Също така, затихването на теоретичната крива 2 е по-бързо, отколкото експерименталната крива 1. Друга особеност е, че теоретичната крива има хармоничен характер, за разлика от вече констатирания полихармоничен характер на експерименталната крива.

4.9. Изводи

Постигнатите в настоящата глава резултати позволяват да се направят следните изводи, които ще подпомогнат разработването на нови и усъвършенстването на съществуващи конструкции на механизми за въртене на хидравлични багери:

1. Извършените числени и експериментални изследвания показват, че разработеният математичен модел на механизъм за въртене, отчитащ еластичността на работното съоръжение в хоризонтално направление, адекватно описва динамичното поведение на механизма в рамките на приетите концептуални предположения и може да се използва за изучаване на процесите в съвместно работещите механична и хидравлична подсистеми на механизма. Получените в аналитичен вид зависимости за разположението на центъра на тежестта и масовия инерционен момента на работното съоръжение като функция на релативните ъгли на завъртане на звената позволяват да се изследват и процесите при променлив обсег на работното съоръжение;

2. Аналитичните изрази за собствените честоти и собствените вектори, получени чрез линеаризирания модел на механизма за въртене, се използват за анализ на вибрационното поведение на системата и могат да служат за синтез на система с предварително зададени свойства;

3. Изведени са математически модели на хидравличната подсистема за следните случаи: 1) Отворена хидравлична система, управлявана чрез хидравличен разпределител; 2) Затворена хидростатична трансмисия с постоянен обем на хидравличната помпа; 3) Затворена хидростатична трансмисия с управление на работния обем на хидравличната помпа.

Извършените числени изследвания за системата, управляване чрез хидравличен разпределител позволяват да се направят следните изводи:

• Наляганията в камерите на хидродвигателя имат променлив характер. В интервала на равномерно движение на платформата налягането в двете камери има колебателен характер, което се дължи на свиваемостта на работния флуид и на еластичността на елементите на хидравличната система, като тези колебания са причина за колебанието в на ъгловата скорост в същия времеви период. Продължителността на преходния период при ускоряване е около 0.02 s;

• Диаграмата на ъгловата скорост е с три ясно изразени периода – период на ускоряване на платформата, период на равномерно движение и период на спиране в интервала. По време на периода на ускоряване нарастването на скоростта не е линейно, което е в разрез с предположението за постоянно ъглово ускорение в класическата методика за оразмеряване на механизми за въртене. Периодът на равномерно движение се характеризира със слабо нискочестотно колебание на ъгловата скорост около установената й стойност, а през периода на спиране ъгловата скорост намалява линейно до нула. През периода на ускоряване ъгловото ускорение намалява до нулева стойност, а през спирачния период ъгловото ускорение има сравнително постоянна стойност, която е по-голяма отколкото максималната стойност на ускорението през пусковия период. Законът на промяната на производната на ъгловото ускорение показва, че в началото на пусковия и в началото на спирачния периоди стойностите са много високи, т.е. динамичния процес има ударен характер.

• Стойността на въртящия момент нараства много бързо до максималната си стойност, след което през периода на ускоряване намалява, а през периода на равномерно движение стойността му се колебае около стойността на съпротивителния момент в опорно-въртящия кръг. През периода на спиране, въртящият момент е постоянен и има спирачен характер, предизвикан от дроселирането на флуида през предпазно-преливния клапан. Мощността има пик през периода на ускоряване след което намалява до необходимата стойността за преодоляване на съпротивленията в опорно въртящия кръг през периода на равномерно движение.

• Кинематичните характеристики на системата силно зависят от обсега на ра-

ботното съоръжение, определящ инерционните характеристики на въртящата платформа. Общата тенденция, която се наблюдава при увеличаване на приведения масов инерционен момент е намаляване на пусковото и спирачното ъглови ускорения на платформата, също така и на средно квадратичната стойност на виброускорението на седалката на оператора и вибрационната доза, докато времената за ускоряване и спиране нарастват приблизително линейно.

3.2. За хидравличната система с обемно регулиране на помпата

Извършените и анализираните числени решения на уравненията при полиномен закон на програмното движение на платформата показват дават основание да се направят следните изводи:

 Законите на промяна на наляганията следват закона за промяна на ъгловото ускорение на програмното движение като същевременно имат колебателен характер, дължащ се основно на свиваемостта на флуида. Разликата между скоростта на програмното движение и реализираната ъглова скорост също има колебателен характер и е многократно по-малка в сравнение със стойностите на ъгловите скорости;

 Средната стойност на линейното ускорение на седалката на оператора, следва ускорението на програмното движение. Поради колебателния характер на ускорението са налице големи отклонения от зададеното програмно движение, особено в началото на пусковия и края на спирачния участъци;

 Увеличаването на масовия инерционен момент на работното съоръжение при промяна на обсега му води до увеличаване на наляганията в двете камери, дължащо се на нарастване на инерционните натоварвания. Също така, увеличаването на инерционния момент води до увеличаване на амплитудата на вибрационната компонента на наляганията и до намаляване на честотата на трептенията;

 При определена стойност на масовия инерционен момент на работното съоръжение е възможно сработването на предпазно-преливния клапан. В този случай реалната ъглова скорост на платформата е по-ниска от ъгловата скорост на програмното движение през пусковия период, тъй като част от дебита на помпата преминава през предпазно-преливния клапан. В резултат на това се наблюдава изчезване на колебателния характер на ъгловото ускорение на платформата и линейното ускорение на седалката на оператора в периода на ускоряване;

 Изследването на влиянието на стойността на приведения модул на обемна деформация върху ъгловата скорост на въртене на платформата показва, че при намаляване на неговата стойност, амплитудата на трептенията на налягането се увеличава, а честотата им намалява, но въпреки това стойностите на налягането са близки до тези стойности, определени от ускорението на програмното движение. Също така се установява, че разликите между реалната ъглова скорост и ъгловата скорост на програмното движение са в допустими граници;

Анализът на динамичното поведение на системата при линеен закон на програмното движение на платформата позволява да се направят подобни изводи, както и при полиномния закон, но с тази особеност, че са налице значително по-големи трептения при всички характеристики на системата. Разликите в ъгловите скорости в участъка с равномерно движение достигат 6%, а пиковите стойности на линейното ускорение на оператора превишават около три стойност от програмното движение.

Изследванията на динамичното поведение на системата при използването на

ПИД регулатор показват, че при правилен подбор на коефициентите на пропорционалната, диференциалната и интегралната съставки е възможно да се намалят и напълно премахнат трептенията в характеристиките на системата. За извършения числен експеримент е установено, че максималната разлика между ъгловата скорост на програмното движение и реалната ъглова скорости на платформата е намаляла около три пъти спрямо случая без използване на ПИД регулатор. Подобно заключение може да се направи и за линейното ускорение на седалката на оператора.

4. Числени изследвания чрез създадения математически модел на механизъм за въртене с хлабина показват, че хлабината увеличава динамичните натоварвания в елементите на механизма за въртене, като при използваните числени стойности на параметрите е установено, че коефициентът на динамичност достига до 28%. Комбинацията между динамичните натоварвания, предизвикани от еластичността на елементите на механизма и от хлабината може да доведе до редица негативни ефекти като разрушаване на елементите, съкращаване на живота им и като цяло до понижаване на надеждността на механизма за въртене и на багера като цяло.

5. Експерименталното изследване на характеристиките на механизъм за въртене на два стенда, налични в лабораториите на катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника" показва следните факти:

• Графиката на скоростта има трапецовидна форма, т.е. ясно могат да се разграничат период на ускорение с линейно нарастване на скоростта, период на равномерно движение с постоянна средна стойност на скоростта и период на спиране с линейно намаляване на скоростта. Скоростта има колебателен характер в периода на равномерно движение, като колебанията намаляват поради демпфирането в системата. Видът на колебанията показва, че е налице полихармонично трептене, дължащо се на еластичността на хидравличната система и многозвенната механична конструкция. Графиката на свободните затихващи трептения показва, че е налице експоненциално затихване на трептенията, което потвърждава предположението за вискозно съпротивление в системата;

Извършената чрез сравнение на експерименталните данни от изследването • на стенд "Товароподемен манипулатор" чрез сравнение с резултатите от численото решение валидация на математичния модел показва, че между резултатите за скоростта има добра степен на съвпадение. Основната разлика е в по-големия пик на експериментално измерената скорост в началния момент – разликата е в рамките на 25 % спрямо теоретичната скорост. Също така, затихването на теоретичната крива е по-бързо, отколкото на експерименталната. Друга особеност е, че теоретичната крива има хармоничен характер, за разлика от вече констатирания полихармоничен характер на експерименталната крива. Сравнението на графиките на експерименталното и теоретичното налягане показва, че теоретичния модел дава значително по-голям пик (достигащ 5 MPa) в началния момент, отколкото експериментално измерената стойност, също така продължителността на реалния пусков процес е по-висока, отколкото теоретичната стойност. В установения режим степента на съвпадение на двете криви е много висока. Разликата между двата пускови процеса може да се обясни с неточности в определянето на стойностите на параметрите на механичната и хидравличната системи, а също така и с приблизителния

ГЛАВА 5. КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ И АНАЛИЗ НА ОБРАТНАТА ДИНАМИКА НА РАБОТНИ СЪОРЪЖЕНИЯ НА ХИДРАВЛИЧНИ БАГЕРИ

5.1. Цел и обхват на настоящата глава

Целта на настоящата глава е установяване на функционалните зависимости, свързващи характеристиките на работното пространство (на ниво геометрия, скорости и ускорения) с характеристиките на пространството на задвижващите механизми и решаване посредством тези зависимости на някои задачи, често срещащи се при проектиране и изследване на хидравлични багери и други строителни манипулатори с подобна кинематична структура.

5.2. Геометричен анализ на хидравличен багер с кинематична структура R – R – R – R

При геометричния анализ на разглеждания хидравличен багер могат да се дефинират следните три вида пространства на координатите:

1) Пространство на координатите на задвижващите механизми, състоящо се от ъгъла φ на завъртане на вала на хидродвигателя на механизма за завъртане на платформата и дължините S_1 , S_2 и S_3 на хидравличните цилиндри, задвижващи звената на работното съоръжение; 2) Пространство на ставните координати, състоящо се от ъгъла на завъртане на платформата θ_1 и на ъглите на завъртане θ_2 , θ_3 и θ_4 на звената на работното съоръжение; 3) Декартово работно пространство, в което се определят координатите (xO_4 , yO_4 , zO_4) - декартови координати на характерна точка от работния орган (означена с O_4) и ъглите, които определят ориентацията на работния орган α_k , β_k , и γ_k спрямо глобалната координатна система. На фиг.5.2 е показана обобщена схема на задачата за геометричен анализ на работното съоръжение на хидравличния багер.

При правата задача на геометричния анализ са известни координатите на задвижващите механизми, а се търсят декартовите координати на характерна точка от работния орган и неговата ориентация спрямо изходната координатна система, т.е. следната функционална зависимост:

$$(xO_4, yO_4, zO_4, \alpha_k, \beta_k, \gamma_k) = f(\varphi, S_1, S_2, S_3)$$
 (5.1)

При обратната задача се задават позицията и ориентацията на работния орган, а се търсят координатите на задвижващите механизми:

$$\left(\varphi, S_1, S_2, S_3\right) = f\left(xO_4, yO_4, zO_4, \alpha_k, \beta_k, \gamma_k\right)$$
(5.2)

Зависимостта (5.1), ще наричаме права функция на положението (ПФП), а зависимостта (5.2) – обратна функция на положението (ОФП).

5.2.1. Геометричен анализ на отворената кинематична верига

5.2.1.1 Права задача на геометричния анализ (определяне на ПФП5)

Геометричният анализ на отворената кинематична верига, формирана от елементите на работното съоръжение, се извършва по метода на Денавит-Хартенберг. За целта съгласно определени правила към всяко звено се извършва присъединяване на координатна система (съкратено означение к.с.) *X_iY_iZ_i*. Основна особеност на показаното разположение на координатните системи е, че чрез приемане на ненулеви стойности на параметрите d_1 , a_1 и d_2 се разглежда общия случай на разположението на работното съоръжение спрямо базовата машина.



фиг.5.2 Обобщена схема на задачата за геометричен анализ на багера

Пълната матрица на трансформация между нулевата и крайната координатни системи има следния вид:

$${}_{4}^{0}\mathbf{T} = \left({}_{1}^{0}\mathbf{T}\right)\left({}_{2}^{1}\mathbf{T}\right)\left({}_{3}^{2}\mathbf{T}\right)\left({}_{4}^{3}\mathbf{T}\right) = \begin{bmatrix}{}_{4}^{0}\mathbf{R} & {}_{4}^{0}\mathbf{d} \\ \mathbf{0} & 1\end{bmatrix}$$
(5.14)

където чрез ${}_{4}^{0}$ **R** е означена матрицата на ротация на к.с., свързана с работния орган спрямо неподвижната к.с., а чрез ${}_{4}^{0}$ **d** е означен позиционния вектор на началото на к.с., свързана с работния орган:

$${}^{0}_{4}\mathbf{R} = \begin{bmatrix} c_{1}c_{234} & -c_{1}s_{234} & s_{1} \\ s_{1}c_{234} & -s_{1}s_{234} & -c_{1} \\ s_{234} & c_{234} & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} \end{bmatrix}$$
(5.15)

$${}^{0}_{4}\mathbf{d} = \begin{bmatrix} xO_{4} \\ yO_{4} \\ zO_{4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{1}(a_{1} + a_{2}c_{2} + a_{3}c_{23} + a_{4}c_{234}) + a_{2}s_{1} \\ s_{1}(a_{1} + a_{2}c_{2} + a_{3}c_{23} + a_{4}c_{234}) - d_{2}c_{1} \\ a_{2}s_{2} + a_{3}s_{23} + a_{4}s_{234} + d_{1} \end{bmatrix}$$
(5.16)

За да се определи ориентацията на работния орган в работното пространство в зависимост от стойностите на ставните ъгли θ_i се използват ъгли на Ойлер. В случая, за да се опише ориентацията на кофата в работното пространството се използва системата ъгли на Ойлер, наречена "*XYZ* фиксирани ъгли". При тази система необходимата ориентация на работния орган се постига чрез три последователни завъртания около осите на неподвижната нулева координатна система, извършени

в следния ред: ротация около ос X_0 на ъгъл γ_k , ротация около ос Y_0 на ъгъл β_k , ротация около ос Z_0 на ъгъл α_k . След определени символни преобразования и опростявания се получават следните зависимости за определяне на ъглите на ориентация на работния орган:

$$\beta_{k} = \operatorname{atan} 2\left(-r_{31}, \sqrt{r_{11}^{2} + r_{21}^{2}}\right)$$

$$\alpha_{k} = \operatorname{atan} 2\left(r_{21}/c\beta_{k}, r_{11}/c\beta_{k}\right)$$

$$\gamma_{k} = \operatorname{atan} 2\left(r_{32}/c\beta_{k}, r_{33}/c\beta_{k}\right)$$
(5.19)

където $r_{11'}$, $r_{21'}$, $r_{31'}$, r_{32} , и r_{33} са съответните елементи на ротационната матрица (5.15). Използването на (5.19) за разглежданата кинематична структура води до следните резултати:

$$\beta_{k} = \theta_{2} + \theta_{3} + \theta_{4}$$

$$\alpha_{k} = \theta_{1}$$

$$\gamma_{k} = \pi/2$$
(5.20)

Зависимостите (5.16) и (5.19) представляват правата функция на положението и с това се изчерпва решаването на правата геометрична задача за отворената кинематична верига.

5.2.1.2 Обратна задача на геометричния анализ (определяне на ОФП5)

Ъглите на завъртане на звената се определят по следния начин:

Определяне на θ₁

В зависимост от окачването на работно съоръжение към базовата машина на багера, тук са възможни два случая:

1) Вертикалната равнина, преминаваща през вертикалната средна равнина на работното съоръжение, преминава и през оста на ротация на подвижната платформа.

 Вертикалната равнина, преминаваща през вертикалната средна равнина на работното съоръжение, не преминава през оста на ротация на подвижната платформа.

Определяне на θ₃

$$\theta_3 = \operatorname{atan} 2\left(c_3, \pm\sqrt{1-c_3^2}\right)$$
 (5.50)

• Определяне на **θ**₂

$$s_2 = \frac{k_4 k_5 - k_3 k_6}{k_3^2 + k_4^2}, c_2 = \frac{k_3 k_5 + k_4 k_6}{k_3^2 + k_4^2}$$
(5.57)

Стойността на θ_2 се пресмята по следната формула:

$$\theta_2 = \operatorname{atan} 2(s_2, c_2) \tag{5.58}$$

• Определяне на θ_4

Ъгълът θ_4 се определя от изведената вече зависимост (5.20) и при определени вече стойности на θ_2 и θ_3 е равен на:

$$\theta_4 = \beta_k - \theta_2 - \theta_3 \tag{5.59}$$

5.2.2. Геометричен анализ на задвижващите шарнирно-лостови механизми

Текущите дължини на хидравличните цилиндри определят завъртането на звената на отворената кинематична верига, които от своя страна определят позицията и ориентацията на работния орган в декартовото работно пространство. За да се определят ПФП1÷4 и ОФП1÷4 е необходимо да се извърши геометричен анализ на шарнирно-лостовите механизми. В чисто математически аспект, геометричният анализ на шарнирно-лостовите механизми се свежда до:1) формиране на векторното уравнение на затворения векторен контур; 2) намиране на неговите проекции върху оси на определена координатна система; 3) решаване на получената система тригонометрични уравнения относно неизвестните координати. От фиг.5.3 се вижда, че хидроцилиндрите на стрелата и носача формират кулисни механизми, а хидроцилиндъра на работния орган съвместно с четиризвенния механизъм формира шестзвенен механизъм. За тези механизми системата тригонометрични уравнения, описваща геометрията на конкретен задвижващ механизъм, има следния общ вид:

$$\boldsymbol{\Phi}(\mathbf{q}) \equiv \begin{bmatrix} \Phi(\mathbf{q})_{X} \\ \Phi(\mathbf{q})_{Y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \end{bmatrix}$$
(5.62)

където q е вектор на координатите на механизма; $\Phi(\mathbf{q})_{\chi}$ и $\Phi(\mathbf{q})_{\gamma}$ са проекциите на уравнението на затворения векторен контур върху осите на координатната система. Получените аналитични изрази за ПФП1÷4, ОФП1÷4, ПФП5 и ОФП5 решават изцяло правата и обратната задачи на геометричния анализ на хидравличен багер с кинематична структура R $|-\mathbf{R}|| \mathbf{R}|| \mathbf{R}$.

5.3. Права и обратна задачи на геометричния анализ на хидравличен багер с телескопичен носач

5.3.2. Обратна задача на геометричния анализ

Работното съоръжение с телескопичен носач има четири степени на свобода в равнината, докато за позициониране на върха на зъба на кофата в определена точка от работната зона при зададена ориентация на кофата са необходими само три степени на свобода. Това внася известна неопределеност в необходимата геометрична конфигурация на работното съоръжение при достигане на зададена точка. Решаването на обратната задача на геометричния анализ в случай на променлива дължина на носача d_4 и при известна стойност на ъгъла на наклона на стрелата θ_2 се извършва в следния ред:

• Определяне на ъгъла **θ**1

$$\theta_1 = \operatorname{atan} 2\left(xO_5, yO_5\right) \pm \operatorname{atan} 2\left(\sqrt{xO_5^2 + yO_5^2 - d_2^2}, d_2\right)$$
(5.81)

• Определяне на координатите на т. О₄

$$\begin{bmatrix} xO_4 \\ yO_4 \\ zO_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} xO_5 - a_5\cos\beta\cos\theta_1 \\ yO_5 - a_5\cos\beta\sin\theta_1 \\ zO_5 - a_5\sin\beta \end{bmatrix}$$
(5.82)

• Определяне на координатите на т. Оз

$$\begin{bmatrix} xO_3\\ yO_3\\ zO_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_1(a_1 + a_2\cos\theta_2) + d_2\sin\theta_1\\ \sin\theta_1(a_1 + a_2\cos\theta_2) - d_2\cos\theta_1\\ a_2\sin\theta_2 + d_1 \end{bmatrix}$$
(5.83)

Определяне на дължината d_4

$$d_4 = \sqrt{\left(xO_4 - xO_3\right)^2 + \left(yO_4 - yO_3\right)^2 + \left(zO_4 - zO_3\right)^2}$$
(5.84)

Определяне на ъгъла θ_3

$$\theta_3 = \operatorname{atan} 2\left(\cos\theta_3, \pm\sqrt{1-\cos\theta_3^2}\right) \tag{5.85}$$

5.5. Анализ на скоростите и ускоренията на хидравличен багер с кинематична структура R - R R R

Освен определените вече геометрични характеристики на работното съоръжение на багера (ъгли на завъртане на звената и позиции на характерни точки в декартовото работно пространство), при проектирането на нови и анализ на съществуващи конструкции на работни съоръжения определен интерес представляват и другите две кинематични характеристики на механичната система – ъгловите скорости и ускорения на звената и линейните скорости и ускорения на техни характерни точки, в частност – линейната скорост на характерна точка от работния орган (върха на зъба на кофата, върха на пробивния инструмент и др.).

5.5.1. Скорости и ускорения на задвижващите механизми

Кинематичният анализ на задвижващите механизми се свежда до определяне на първата и втората предавателни функции на механизма. Тук, както и при геометричния анализ, се формулират права и обратна задачи: 1) при правата задача е необходимо да се определят скоростите и ускоренията на звената в ставното пространство, а на работния орган в работното пространство като функция на скоростите в пространството на координатите на задвижващите механизми; 2) при обратната задача са известни скоростите и ускоренията в работното пространство и е необходимо да се определят скоростите в ставното пространство и пространството на задвижващите координати. От системите (5.97) и (5.98) могат да бъдат определени първата (5.101) и втората (5.102) права и обратна предавателни функции на механизма:

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{\Psi}^{-1} \mathbf{B}_{1} \tag{5.101}$$

(5.102)

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{\Psi}^{-1} \mathbf{B}_2$$

 $\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{\Psi}^{-1}\mathbf{B}_2$ където $\mathbf{\Psi} = \begin{bmatrix} {}^{q}\mathbf{\Psi} & {}^{d}\mathbf{\Psi} \end{bmatrix}^{T}$, $\mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \dot{f}_{q_i} \end{bmatrix}^{T}$, $\mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} -{}^{q}\dot{\mathbf{\Psi}}\dot{\mathbf{q}} & \ddot{f}_{q_i} \end{bmatrix}^{T}$.

5.5.2. Анализ на скоростите и ускоренията на отворената кинематична верига

Представените в табл.5.7 кинематични зависимости за скоростите и ускоренията на задвижващите механизми позволяват да бъдат определени кинематичните характеристики на работния орган в работното пространство. За целта трябва да се установи връзката между скоростите и ускоренията от ставното пространство и скоростите и ускоренията на работния орган в работното пространство.

5.5.2.1 Анализ на скоростите

Линейната и ъгловата скорости на работния орган могат да бъдат лесно получени

чрез диференциране спрямо времето и решаване спрямо неизвестните скорости на тригонометричните уравнения, обвързващи ставните координати с координатите на работния орган в работното пространство. Зависимостта на скоростта в работното пространство придобива вида:

$$\dot{\mathbf{q}}_{w}^{r} = \mathbf{J}_{r} \dot{\mathbf{q}}_{j} \tag{5.111}$$

където \mathbf{J}_{r} е Якобиана на системата, също така $\dot{\mathbf{q}}_{w}^{r} = \begin{bmatrix} \dot{x}O_{4} & \dot{y}O_{4} & \dot{z}O_{4} & \omega_{y} \end{bmatrix}^{T}$, а $\dot{\mathbf{q}}_{i} = \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{1} & \dot{\theta}_{2} & \dot{\theta}_{3} & \dot{\theta}_{4} \end{bmatrix}^{T}$.

5.6. Кинематичен и динамичен анализи на работни съоръжения в равнината

При хидравличните багери по-голямата част от технологичните операции се извършват във вертикалната равнина на работното съоръжение, което дава основание за разглеждане на опростени равнинни модели на работните съоръжения.

5.6.1. Кинематичен и динамичен анализ на работно съоръжение с кинематична структура R R R

На фиг.5.9 е показана геометрична схема на работно съоръжение с кинематична структура $\mathbb{R}|| \mathbb{R}|| \mathbb{R} || \mathbb{R} || \mathbb{R} || \mathbb{R}$ и 3 степени на свобода във вертикалната равнина. Чрез O_i (за *i*=1,2,3) са означени центровете на въртящите двоици, чрез C_i (за *i*=1,2,3) – центровете на тежестта на звената с дължини L_1 , L_2 и L_3 , чрез O_4 – специфична точка от работния орган.

5.6.1.3 Обратна динамика на работно съоръжение с кинематична структура **R R R**

Динамичните уравнения на работното съоръжение при следване на траектория се получават чрез системата уравнения на Лагранж от втори род. Извършвайки необходимите операции в в уравненията на Лагранж, нелинейните динамични уравнения, описващи движението на работното съоръжение имат следния вид:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{V}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{G}(\mathbf{q})$$
(5.155)

5.6.1.5. Симулация на движението на работното съоръжение при следване на многосегментна траектория с праволинейни сегменти

Получените в т.5.6.1.1 – 5.6.1.3 зависимости са използвани за извършване на симулация на движението на работното съоръжение по траектория, състояща се от прави линии – фиг.5.11.

На фиг.5.13 са показани силовите и кинематичните характеристики на работното съоръжение. На фиг.5.13 а) са показани въртящите моменти, създавани от задвижващите механизми. На фиг.5.13 б) и в) са показани съответно ъглите и ъгловите скорости на трите звена.

5.7. Синтез на геометричните параметри на работно съоръжение и работната зона

Един рационален подход за синтез на геометричните параметри на звената на багерно работно съоръжение, който сравнително лесно се автоматизира, е чрез дефиниране и решаване на оптимизационна задача.

В този случай, броят на определяните геометрични параметри не е ограничен, а също така не е ограничен и броят на аналитично съставените геометрични зависимости за специфични точки от работната зона, играещи роля на ограничения в задачата.


фиг.5.9 Геометрична схема на работно съоръжение с кинематична структура **R R R**



многосегментна траектория

Общият вид на оптимизационната задача е следния:

$$Z(\mathbf{q}) \to extr \tag{5.198}$$

$$\mathbf{c}\{=,\leq,\geq\}\mathbf{0}\tag{5.199}$$

$$\mathbf{q}_{\max} \ge \mathbf{q} \ge \mathbf{q}_{\min} \tag{5.200}$$

където $Z(\mathbf{q})$ е целевата функция на задачата, чийто екстремум се търси; с е вектор на геометричните ограничения на задачата, а q е вектор на управляващите параметри, q_{min} и q_{max} са техните минимални и максимални стойности, определяни от задвижващите механизми; {=, ≤, ≥} - релационни оператори в съответното интервално ограничение.

Основните геометричните параметри, които следва да се определят за тризвенно

работно съоръжение са: 1) кинематичните дължини на стрелата L_1 , носача L_2 и работния орган L_3 ;

2) минималните и максималните стойности на релативните ъгли на завъртане на стрелата $\theta_{1\min}$ и $\theta_{1\max}$, на носача $\theta_{2\min}$ и $\theta_{2\max}$ и на работния орган $\theta_{3\min}$ и $\theta_{3\max}$.

Целевата функция представлява минималната стойност на сумата на кинематичните дължини на отделните звена:

$$Z = L_1 + L_2 + L_3 \longrightarrow \min \tag{5.201}$$

Ограниченията на задачата, които формират допустимата област, се съставят от условието при различни геометрични конфигурации на работното съоръжение характерната точка на работния орган да се позиционира в точка със зададени координати в равнината.

5.8. Кинематичен и динамичен модели на хидравличен багер при извършване на подемно-транспортни операции със свободно окачен товар 5.8.1 Общо описание на проблема

Описаният в т.1.3.4 принцип на действие на системата за автоматично следване на праволинейна траектория при извършване на земекопни операции може да се използва за автоматизация на подемните операции при използването на багера като кран – фиг.5.19. Върха на зъба на кофата, означен с O_4 , се движи по вертикална праволинейна траектория с начало в точка с координати $(x_{O_4}, y_{O_4}^s)$ и край в точка с

координати $(x_{O_4}, y_{O_4}^f)$. Товарът е представен като материална точка, окачена на гъвкав елемент – въже или верига.

5.8.3.2 Симулация на извършването на подемно-транспортни операции

Резултатите от симулацията са представени на фиг.5.27. На фиг.5.27 а), б) и в) са представени решенията за ъглите на завъртане на звената, ъгловите скорости и ускорения, получени от решаването на обратната задача на кинематиката. На същите графики са представени и линейните преместване, скорост и ускорение на върха на зъба по вертикалната траектория.

На фиг.5.27 г) е показан ъгъла на люлеене на товара, като движението има характер на незатихващи трептения.

5.9. Обратна кинематика на работни съоръжения с излишни степени на свобода

5.9.1. Постановка на задачата за обратната кинематика на работно съоръжение с излишни степени на свобода

Както бе установено в Глава 1, работните съоръжения на строителните манипулатори могат да имат излишни степени на свобода поради следните причини: 1) Работното съоръжение е проектирано с излишни степени на свобода в кинематичната верига и има предимствата, описани в Глава 1; 2) Работното съоръжение е с излишни степени на свобода поради комплектоването на работно съоръжение без излишни степени на свобода с допълнителен работен орган или съоръжение с една или повече допълнителни степени на свобода; 3) Някои от степените на свобода на работното съоръжение са излишни поради това, че не са необходими при извършването на конкретния технологичен процес.



фиг.5.19 Геометрична схема при движение на характерна точка по вертикална права линия



- фиг.5.27 Резултати от численото решаване на системата диференциални уравнения:
- а) ъгли на завъртане, б) ъглови и линейни скорости, в) ъглови и линейни ускорения

5.9.1.2. Уравнения на обратната кинематика с членове, пропорционални на грешката

За да се моделира затворената система, изразът (5.267) се коригира, като се добавят членове, пропорционални на грешката, която представлява разликата между зададеното и текущото положения. Решението на задачата на обратната кинематика има следния вид:

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}^* \left(\dot{\mathbf{r}}_{\mathbf{d}} + \mathbf{K}_{\mathbf{r}} \left(\mathbf{r}_{\mathbf{d}} - \mathbf{r}_{\mathbf{c}} \right) \right) + \left(\mathbf{I} - \mathbf{J}^* \mathbf{J} \right) \left(\dot{\mathbf{h}}_{\mathbf{d}} + \mathbf{K}_{\mathbf{q}} \left(\mathbf{h}_{\mathbf{d}} - \mathbf{h}_{\mathbf{c}} \right) \right)$$
(5.271)

В (5.269) и (5.270) чрез $\dot{\mathbf{r}}_d$ и $\dot{\mathbf{h}}_d$ са означени желаните вектори на скоростта, чрез \mathbf{r}_d и \mathbf{h}_d - желаните вектори на положението, чрез \mathbf{r}_c и \mathbf{h}_c - текущите вектори на положението, а чрез \mathbf{K}_r и \mathbf{K}_q - диагонални матрици на коефициентите на пропорционалност, \mathbf{J}^* представлява дясната псевдообратна матрица на J

5.10. Изводи

Разработените в настоящата глава математически модели и извършените с тях аналитични и числени изследвания позволяват да се направят следните изводи, които ще подпомогнат проектирането и изследването на хидравлични багери и строителни манипулатори:

1. Разработен е кинематичен модел на багерно работно съоръжение на хидравличен багер с кинематична структура R - R R R, включващ следните елементи:

 Кинематичен модел на отворената кинематична верига с четири степени на свобода. Моделът дава възможност за решаване на правата и обратната задачи на кинематиката на ниво геометрия, скорости и ускорения. Определени са два случая, при които възникват сингулярни конфигурации. Установено е, че в реалните конструкции на багерите и двата случая са невъзможни поради наличието на конструктивни ограничения, наложени от задвижващите механизми. Една особеност на разработения модел е, че се разглежда общия случай на окачване на работното съоръжение към въртящата платформа;

• Кинематични модели на задвижващите механизми, които позволяват решаването на правата и обратната задачи на кинематиката на ниво геометрия, скорости и ускорения;

• Разработен е геометричен модел на работно съоръжение с кинематична структура R |-R|| R |-T |-R (телескопичен носач), включващ решаването на правата и обратната задачи на кинематиката при променлива дължина на носача и известна стойност на ъгъла на наклона на стрелата;

2. Разработени са кинематичен и динамичен модели на равнинни работни съоръжения с кинематични структури R R R (с три степени на свобода) и R R T R C четири степени на свобода), позволяващи решаването на задачата на обратната динамика. И в двата динамични модела се отчита наличието на технологична сила (сила на копаене), приложена в характерна точка на работния орган. Приведени са зависимости за планиране на траекторията на движение на работния орган по права линия, като са получени зависимости за определяне на продължителността на движение в зависимост от зададени ограничения на максималните скорости и ускорение. За модела с кинематична структура R R R са извършени планиране и симулация на движението на работния орган по многосегментна траектория, състояща се от прави участъци, като са получени кинематичните, динамичните и силовите характеристики на работното съоръжение за целия цикъл на движение;

3. Разработена е методика за синтез на геометричните параметри на работното

съоръжение в зависимост от зададените характеристики на работната зона, основан на решаването на задача за еднокритериална условна оптимизация. Основна особеност е, че се дефинира целева функция, минизмизираща сумарната дължина на звената на работното съоръжение. Геометричните параметри, които се определят са кинематичните дължини на стрелата, носача и работния орган, а също така и минималната и максималната стойности на релативните ъгли на завъртане на звената. Ограничителните условия са: 1) Зададен интервал на съотношението на дължините на стрелата и носача; 2) Зададен интервал на изменение на кинематичната дължина на работния орган; 3) Зададени интервали на изменение на максималните и минималните стойности на релативните ъгли на завъртане на звената; 4) Ограничения върху търсените параметри, наложени от характерни геометрични конфигурации на работното съоръжение.

Подобен оптимизационен модел е дефиниран и решен за работно съоръжение, което се движи по зададена едно- или многосегментна траектория. В случай, че зададената траектория не лежи изцяло в получената работна зона, то в оптимизационния модел следва да се запишат допълнителни ограничения по дължината на траекторията;

4. Разработени са кинематичен и динамичен модели с четири степени на свобода на тризвенно работно съоръжение на хидравличен багер при извършване на подемно-транспортни операции. Динамичният модел позволява изследването на разлюляването на товара при движение по вертикална праволинейна траектория при закон на движение, дефиниран чрез полином от пета степен. Моделът позволява определяне на динамичните характеристики на работното съоръжение и определяне на въртящите моменти в шарнирите;

5. Въз основа на получените геометрични зависимости за равнинно работно съоръжение с кинематична структура R R R е разработена програма, работеща в интернет браузър, чрез която могат да се визуализират пълната работна зона и работната зона при определена ориентация на работния орган. Още, програмата пресмята геометричните характеристики на работните зони - минимална и максимална достижими точки по вертикалата и хоризонталата, площите на работните зони, а също така и тяхното съотношение. Чрез програмата са извършени изследвания на геометричните характеристики на работната зона при ъгли на завъртане на работния орган, подходящи за извършване на подемно-транспортни операции, като са установени геометричните характеристики на работните зони за тези случаи;

6. Разработени са кинематични модели на работни съоръжения с излишни степени на свобода с кинематична структура R R - T - R и R R R R R R R R R R R R OCHOBAHU на решаването на обратната задача на кинематиката чрез намирането на псевдообратната матрица. Извършените симулации показват, че чрез стойностите в тегловната матрица може да се влияе върху решението на обратната задача при зададена постоянна ориентация на работния орган и получават решения, в които една и съща траектория се следва чрез различни закони на промяна на геометричната конфигурация на работното съоръжение.

Извършените симулации на движението на работно съоръжение с кинематична

структура R R R R R R по права линия с цел позиционирането му зад препятствие показват, че могат да се постигнат две цели едновременно: 1) Да се съблюдава движението на работния орган по вертикална права линия; 2) Крайната конфигурация на манипулатора да бъде такава, че да не контактува с препятствието и работният орган да е ориентиран по определен начин. Включените в общото решение на обратната задача на кинематиката пропорционални членове позволяват да се компенсират грешките в следването на траекторията, дължащи се на неточности в модела, непредвидени въздействия и др.

ГЛАВА 6. ТЕОРЕТИЧНО И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВЗАИМО-ДЕЙСТВИЕТО МЕЖДУ ХИДРАВЛИЧНАТА И МЕХАНИЧНАТА ПОДСИСТЕМИ НА СТРОИТЕЛНИ И ТОВАРОПОДЕМНИ МАНИПУЛАТОРИ

6.1 Цел и обхват на настоящата глава

Целта на настоящата глава е създаването, изследването и експерименталното потвърждаване на теоретични математически модели, позволяващи описание на динамичното поведение на многозвенни строителни и товароподемни манипулатори с твърдо и свободно окачване на товара при отчитане на максимален брой фактори на системата.

6.2 Математично моделиране на хидравлично задвижван товароподемен манипулатор със свободно окачен товар

6.2.1 Динамично моделиране на механичната подсистема на манипулатор със свободно окачен товар

За целите на изследването, манипулаторът се разглежда като отворена кинематична верига с пет степени на свобода, като при това колоната, рамото и предрамото се приемат като недеформируеми твърди тела. Така, изследването на динамичното поведение се свежда до решаване на правата задача на динамиката за кинематична верига с пет ротационни степени на свобода и задвижващи усилия приложени към звената съгласно определен закон. След извършване на математическите операции в уравненията на Лагранж от втори род, диференциалните уравнения на движението на механичната подсистема на манипулатора придобиват следния общ вид:

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{q}) \left(\mathbf{Q} - \mathbf{H}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{G}(\mathbf{q}) - \mathbf{C}\mathbf{q} - \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} \right)$$
(6.55)

В (6.55) са използвани следните означения: $\ddot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 & \ddot{\theta}_2 & \ddot{\theta}_3 & \ddot{\theta}_4 & \ddot{\theta}_5 \end{bmatrix}^T$ - вектор на обобщените ускорения; \mathbf{q} и $\dot{\mathbf{q}}$ са съответно векторите на обобщените координати и обобщените скорости; $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ е инерционна матрица; $\mathbf{H}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})$ - матрица, съдържаща центробежни и кориолисови членове; $\mathbf{G}(\mathbf{q})$ - вектор, съдържащ тегловни членове; \mathbb{C} – матрица, съдържаща коефициентите на еластичност; \mathbb{B} – матрица, съдържаща коефициентите на демпфиране.

За демонстрация на пригодността на математичния модел за описание на движенията на звената на манипулатора са извършени решения на системата диференциални уравнения за следните случаи: 1) Свободни затихващи трептения, появяващи се поради отклонението на товара от вертикалното положение. резултатите от симулацията са показани на фиг.6.3 и фиг.6.4; 2) Свободно падане на рамото, предрамото и товара под въздействието на само на силите на тежестта и на демпфиращите сили; 3) Кинематично задвижване на манипулатора чрез задаване на ъгъл на завъртане на колоната (по координата θ_1) по полином от пета степен; 4) Едновременно задвижване на механизма за въртене (координата θ_1) и предрамото (координата θ_3). Законите на движение и в двата случая са полиноми от пета степен, като механизма за въртене се завърта на ъгъл $\theta_1^f = \pi$, а предрамото се завърта на ъгъл $\theta_3^f = 2\pi/3$. Векторът на обобщените сили се формира по пропорционално-диференциален закон с компенсация на силата на тежестта:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{K}_{\mathbf{p}}\mathbf{e} + \mathbf{K}_{\mathbf{d}}\dot{\mathbf{e}} + \mathbf{G} \tag{6.57}$$

където K_p и K_d са матрици, съдържащи коефициенти на пропорционалност; е и ė са вектори на грешките; G е вектор на компенсация на силата на тежестта.



фиг.6.2 Динамичен модел на товароподемен манипулатор със свободно окачен товар

6.2.2 Динамично моделиране на хидравличната и механичната подсистеми на механизма за въртене

6.2.2.1 Динамичен модел на хидравличната подсистема

За да се установи поведението на механичната система при задвижване на колоната чрез хидравлично задвижван механизъм за въртене е необходимо да се създаде математичен модел на използвания зъбно-рейков механизъм. Вертикалната колона заедно с двете рамена и товара се задвижват чрез прилагане на въртящ момент τ_1 . В разглежданата конструкция на механизма за въртене това се осъществява посредством класически зъбно-рейков механизъм (зъбното колело е с позиция 1), като зъбната рейка 2 е закрепена за сдвоен, двойно действащ хидравличен цилиндър 3, както е показано на фиг. 6.13. Задвижващата сила в хидроцилиндъра F, а от там и въртящия момент τ_1 могат да бъдат определени чрез приведените подолу зависимости, предполагайки постоянно налягане на напорната магистрала при входа на разпределителя.

$$Q_{1} = c_{d} w x_{v}(t) \sqrt{\frac{2|p_{s} - p_{1}|}{\rho}} sign(p_{s} - p_{1})$$
(6.62)

$$Q_{2} = c_{\rm d} w x_{\rm v}(t) \sqrt{\frac{2|p_{2} - p_{0}|}{\rho}} sign(p_{2} - p_{0})$$
(6.63)

$$\dot{p}_{1} = \left(\frac{\beta}{V + Sx}\right) \left(Q_{1} - S\dot{x} - Q_{v1} + Q_{v2}\right)$$
(6.64)

$$\dot{p}_{2} = \left(\frac{\beta}{V + S(l - x)}\right) \left(S\dot{x} - Q_{2} + Q_{v1} - Q_{v2}\right)$$
(6.65)



фиг.6.13 Хидравлична схема на механизма за въртене

В горните зависимости са въведени следните означения: Q_1, Q_2 - дебити през хидравличния разпределител; Q_{v1}, Q_{v2} - дебити през предпазно-преливните клапани (ППК); C_d, C_{dv} - коефициенти на дебит; W - градиент на пропускателната площ на разпределителя; $x_v(t)$ - преместване на плунжера на разпределителя, зададено като по части непрекъсната линейна функция на времето; ρ - плътност на хидравличния флуид; β - модул на еластичността на хидравличния флуид; ρ_s - работно налягане; p_0 - налягане в сливната линия и резервоара; p_1, p_2 - налягания в двете камери на сдвоения цилиндър; V - постоянни обеми хидравлична течност; x - положение на буталото; S - площ на буталото; I - ход на цилиндъра; Функцията за определяне на задвижващия момент, създаван от хидравличния цилиндър е:

$$\tau_1 = \left(S(p_1 - p_2) - b\dot{x} \right) R \tag{6.69}$$

като \dot{x} е скоростта на движение на цилиндъра, а b е коефициент на вискозно съпротивление. Още се използват зависимостите $x = R\theta_1$ и $\dot{x} = R\dot{\theta}_1$.

6.2.2.3 Определяне на реактивната сила в хидроцилиндъра за задвижване на предрамото

Резултати за ъглите на завъртане на рамото и предрамото, позволяват да се определят реактивните въртящи моменти в еластичните елементи (репрезентиращи хидравличните цилиндри), възникващи при завъртането на колоната по координата θ_1 , и респективно - да се определят и реактивните сили в хидроцилиндрите. За целта, посредством кинематичен анализ на шестзвенния механизъм, чрез който се задвижва рамото, следва да се установи функционалната зависимост между въртящия момент М в ротационната двоица, свързваща рамото и предрамото, и силата *F* в хидроцилиндъра.

$$M = -F \frac{L_{5} \sin(\varphi_{1} - \varphi_{2}) \sin(\varphi_{4} - \varphi_{5})}{\sin(\varphi_{2} - \varphi_{4})}$$
(6.105)

6.2.3 Динамично моделиране на взаимодействието на хидравличната и механичната подсистеми при извършване на подемно-транспортни операции в надлъжната равнина на манипулатора

Особеностите на динамичното поведение на манипулатора при извършване на подемно-транспортни операции в надлъжната равнина на манипулатора могат да бъдат установени чрез математически модел на съвместната работа на хидравличната и механичната подсистеми. За целта се разглежда задвижването на предрамото чрез шестзвенния механизъм при окачен свободно висящ товар. На фиг.6.26 са показани получените от симулацията кинематични и силови характеристики на механичната и хидравличната подсистеми на манипулатора при начални условия $\theta_1(0) = 270^\circ$ и $\theta_2(0) = 0^\circ$, съответстващи на вертикално разположение (надолу) на предрамото и въжето.





10

15

в хидроцилиндъра

20

6.3 Математично моделиране на механичната подсистеми на манипулатор чрез уравненията на Лагранж от първи род

Уравненията на Лагранж от първи род, позволяват формализиране на съставянето на уравненията, но това се извършва за сметка на значително увеличаване на броя на уравненията. Съвместяването на уравненията на хидравличната система с уравненията на Лагранж от първи род, използващи множители на Лагранж, също е един неизследван въпрос и ще бъде разгледан в настоящата точка.

6.3.1 Математичен модел на механичната система

Уравненията на Лагранж от първи род могат да бъдат записани по следния начин:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial L_a}{\partial \dot{q}_e} - \frac{\partial L_a}{\partial q_e} + \sum_{f=1}^m \lambda_f \frac{\partial \varphi_f}{\partial q_e} = Q_e \quad e = 1, 2, ..., n$$
(6.144)

където *L_a=K-P* е функцията на Лагранж на механичната система; *K* е кинетичната енергия на системата; *P* е потенциалната енергия на системата; *q_e*, *e*=1,2,..*n* е множество, състоящо се от *n* зависими обобщени координати; *Q_e* са обобщените сили, действащи по обобщените координати. Тъй като разглежданият манипулатор, включвайки основата и елементите на задвижващите механизми, се състои от 9 звена (виж фиг.6.34), то вектора на обобщените координати на цялата механична система се състои от 27 компонента:



фиг.6.34 Геометричен модел на манипулатор с девет звена

6.3.3 Диференциални уравнения на движение на манипулатора

Ако се вземат предвид уравненията на Лагранж от първи род (6.144), изразите за кинетичната (6.153) и потенциалната (6.154) енергии, уравненията на връзките за ротационните двоици (6.156) и (6.157), уравненията на връзките за транслационните двоици (6.160) и (6.164), изразите за обобщената външна сила (6.181) и изразите за обобщените сили от хидравличните цилиндри (6.176) и (6.177) и еластодемпфиращите елементи (6.178) и (6.179), то могат да се генерират диференциалните уравнения, описващи движението на разглежданата многозвенна система, показана на фиг.6.34. Системата уравнения се състои от: 1) 27 диференциални уравнения от втори ред – по едно уравнение за всяка обобщена координата; 2) 18 уравнения на връзките – по 2 уравнения за всяка от седемте ротационни двоици и по 2 уравнения за всяка от двете транслационни двоици;

3) 4 хидравлични уравнения от първи ред – по две уравнения за наляганията в камерите на хидроцилиндрите на рамото и предрамото. След добавяне на уравненията за наляганията в камерите на двата хидроцилиндъра, системата (6.200) се

представя в матрична форма и се решава спрямо производната на вектора на състоянието $\dot{\mathbf{x}}$:

$$\mathbf{A}\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{F} \tag{6.201}$$

6.3.3.1 Числени решения на системата диференциални уравнения

Система диференциални уравнения (6.201) е решена числено с данни, съответстващи на манипулатора – табл.6.1 при съвместими начални условия на неизвестните променливи. Както вече бе подчертано, една от особеностите на динамичния модел е, че в него се отчитат инерционните и геометричните характеристики на звената на хидроцилиндрите, а също така и на звената на шарнирния четиризвенник, формиращи затворени кинематични вериги. На фиг.6.42 а), б) и в) са показани получените закони за промяна на наляганията в камерите на хидравличните цилиндри.





6.4 Методика за идентификация на числените стойности на еластичните и демпфиращите коефициенти на еластични елементи

Докато инерционните и геометричните параметри на системата се определят сравнително лесно чрез подходящи експериментални изследвания, измервания и CAD моделиране, единственият достоверен начин за определяне на коефициентите на еластичност и демпфиране на опорните еластични елементи (пневматични колела, хидравлични опори или вериги) е чрез натурен експеримент. В повечето практически изследвания е трудно да се проведе експериментално изследване само с едно колело (или на ос с две колела), тъй като се изисква демонтаж и подходящи експериментални стендове, поради което тук се предлага метод за определяне на характеристиките на колелото чрез измерване и последваща обработка на записите на затихващите трептения на цялата машина.

Основната особеност на метода е, че хидравличният багер, състоящ се от базова машина и работно съоръжение, се представя като едно твърдо тяло с три степени на свобода, монтирано върху еластодемпфиращи елементи с характеристики *С*_{*x*}, *C*_{*y*}, *b*_{*x*}, *b*_{*y*}, както е показано на фиг.6.58.

Обобщените координати x и y описват линейното преместване на тялото, а обобщената координата θ – завъртането около ос, преминаваща през центъра на тежестта C на багера. Свободни затихващи трептения в конструкцията се възбуждат чрез спускане на стрелата (при фиксирани чрез хидроцилиндрите положения на другите елементи) с възможно най-голяма скорост (например при пълна кофа) и

последващо рязко затваряне на хидравличния разпределител на хидравличния кръг, задвижващ стрелата.



фиг.6.58 Разположение на акселерометрите, центъра на тежестта и еластичните опори

Възникналите свободни затихващи трептения се измерват и записват чрез два двуосни акслерометъра, монтирани върху базовата машина в т. M_1 и т. M_2 – фиг.6.58. При съизмерими стойности на измерените ускорения ${}^1a_{xe}^{M_1}$ и ${}^1a_{ye}^{M_1}$ и малки трептения, (6.242) може да се представи във вида:

$${}^{0}\mathbf{a}_{e}^{M_{1}} = \begin{bmatrix} {}^{0}a_{xe}^{M_{1}} \\ {}^{0}a_{ye}^{M_{1}} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} {}^{1}a_{xe}^{M_{1}} \\ {}^{1}a_{ye}^{M_{1}} \end{bmatrix}$$
(6.244)

Ако елементите на (6.240) и (6.241) се приравнят на съответните елементи на (6.244) и (6.245), то се получават четири уравнения, от които могат да се получат ускоренията на обобщените координати \ddot{x} , \ddot{y} и $\ddot{\theta}$ като функция на измерените ускорения в т. M_1 и т. M_2 .

Зависимостите за определяне на обобщените координати са:

$$\ddot{\theta} = \frac{a_{ye}^{M_1} - a_{ye}^{M_2}}{r - r} \tag{6.247}$$

$$\ddot{y} = \frac{a_{ye}^{M_2} x_1 - a_{ye}^{M_1} x_2}{x_1 - x_2} \tag{6.248}$$

$$\ddot{x} = a_{xe}^{M_1} + \frac{\left(a_{ye}^{M_1} - a_{ye}^{M_2}\right)y_1}{x_1 - x_2} \tag{6.249}$$

Зависимостите могат да се използват при такова разположение на датчиците, че $x_1 \neq x_2$.

При предположение за пропорционално демпфиране в системата, обобщените ускорения на центъра на тежестта се представят като линейна комбинация на движения със собствените честоти:

$$\ddot{\theta}(t) = \sum_{i=1}^{3} A_i^{\theta} e^{-B_i t} \cos\left(\omega_{di} t - \psi_i\right)$$
(6.254)

По метода на най-малките квадрати някое от експерименталните измервания (6.247), (6.248) или (6.249) се апроксимират съответно чрез зависимости във вида

(6.254), (6.255) или (6.256), откъдето се определят числените стойности на константите A_i^{θ} , ψ_i , B_i и ω_{di} .

Така определените стойности от експерименталните данни определят корените на характеристичното уравнение, които имат следния общ вид:

$$\lambda_1^i = -B_i + \omega_{di} j \tag{6.257}$$

$$\lambda_2^i = -B_i - \omega_{di} j \tag{6.258}$$

Съставя се характеристичния полином $f^{e}(\lambda)$ на системата, който има следния вид:

$$f^{e}(\lambda) = \prod_{i=1}^{3} (\lambda - \lambda_{1}^{i}) (\lambda - \lambda_{2}^{i}) = \sum_{n=0}^{6} a_{n}^{e} \lambda^{n}$$
(6.259)

Чрез a_n^e са означени експериментално получените коефициенти на характеристичното уравнение.

На фиг.6.58 е показан динамичния модел на системата. Системата диференциални уравнения, описваща свободните затихващи трептения е получена чрез уравненията на Лагранж от втори род и има следния вид:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{0} \tag{6.260}$$

Теоретично определеният характеристичен полином $f^{t}(\lambda)$ на тази системата е:

$$f^{t}\left(\lambda\right) = \sum_{n=0}^{6} a_{n}^{t} \lambda^{n}$$
(6.261)

където са известни теоретично определените коефициенти. За определяне на неизвестните $C_{X_i} C_{y_i} b_{X_i} b_y$ всяка комбинация между четири от горните коефициента може да се приравни на съответните им четири опитно определени коефициента и да се реши получената нелинейна система алгебрични уравнения при подходящи начални стойности. Удобно е да се използва следната комбинация: $a_0^t = a_0^e$, $a_1^t = a_1^e$, $a_4^t = a_0^n$, $a_5^t = a_5^n$. Тъй като са налице шест уравнения, то при необходимост могат да се определят стойностите на още два неизвестни параметъра.

6.5. Изводи

Въз основа на извършените в Глава 6 изследвания могат да бъдат направени следните изводи, които да бъдат взети предвид при проектиране на нови или усъвършенстване на съществуващи конструкции на строителни и товароподемни манипулатори:

1. Извършеното моделиране на съвместната работа на хидравличната и механичната подсистеми дава адекватно описание на динамичното поведение на многозвенни строителни и товароподемни манипулатори с твърдо или свободно окачване на товара. Математическият модел отчита множество параметри на механичната и хидравличната подсистеми;

 Налице са изчислителни трудности при решаването на системата диференциални уравнения, предизвикани от твърдостта на уравненията, описващи поведението на хидравличната подсистема. Те се преодоляват чрез използване на числени методи с адаптивна стъпка и текуща оценка на грешката; 3. Получената чрез уравненията на Лагранж от втори род система диференциални уравнения, описваща пространственото движение на механичната система на товароподемен манипулатор с пет степени на свобода и свободно окачен товар адекватно описва движението на системата при следните тестови случаи: 1) Движение на звената под въздействие на разлюляването на товара при съсредоточени в шарнирите еластодемпфиращи елементи; 2) Свободно движение на звената и товара под въздействие само на силите на тежестта; 3) Следване на полиномни закони за завъртане на звената при управляващи въздействия, формирани по пропорционално-диференциален закон с компенсация на силата на тежестта;

4. Численото решаване на математическия модел, обединяващ механичната подсистема на манипулатора и хидравличната подсистема на механизма за въртене показва, че голямата промяна на инерционните характеристики на системата при промяна на обсега на работното съоръжение слабо влияе върху силовите и кинематичните характеристики на механизма за въртене. По-значително е влиянието на тангенциалното и радиалното разлюляване на товара, възникващо при завъртането на манипулатора, върху въртящия момент и налягането в механизма за въртене. При установен режим разлюляването на товара се отразява слабо на характеристиките на системата, но при спирачните процеси води до рязко увеличаване на налягането, което може да бъде определящо за силовото натоварване на металната конструкция и изисква предприемане на мерки за неговото ограничаване;

5. Следствие от разлюляването на товара при въртеливото движение е увеличаването на коефициента на динамичност в подпорните хидравличните цилиндри, поддържащи неподвижно звената на работното съоръжение. Например, в хидроцилиндъра, поддържащ предрамото чрез шарнирен четиризвенник е установено увеличаване на реактивната сила с около 30%-40% спрямо статичната стойност, като причината е увеличеното разлюляване на товара при спирачните процеси;

6. Симулацията на хидравличната подсистема на механизъм за въртене с предпазно-преливен клапан показва, че при задействане на клапана възникват автотрептения на плунжера с честота около 1000 Hz. В първоначалния момент възникващото в камерата на хидроцилиндъра налягане достига стойност с около 38% поголяма от зададената стойност на сработване на клапана, след което трепти около тази стойност с честотата равна на честотата на автотрептенията и амплитуда, надвишаваща стойността на сработване с около 14%;

7. При извършване на подемно-транспортни операции в надлъжната равнина на манипулатора чрез движение на предрамото са установени следните факти: 1) При нулеви начални условия, отговарящи на вертикално разположение на товара, движението на предрамото предизвиква значително разлюляване на товара (от 0.15 rad до 0.2 rad); 2) Налягането в хидроцилиндъра, също така силата и скоростта на движение на буталото, са променливо поради променливия товарен момент, създаван от товара при извършване на подемно-транспортни операции; 3) Разлюляването на товара предизвиква нискочестотни не затихващи трептения в налягането, кинематичните и силовите характеристики на системата. Също така, в моментите на превключване на разпределителите са налице високочестотни бързо затихващи

трептения, дължащи се на свиваемостта на работния флуид. Констатираните стойности на коефициентите на динамичност са в рамките на 1.3÷1.4;

8. Изведеният чрез уравненията на Лагранж от първи род математичен модел на манипулатор допълнително отчита геометричните и инерционните характеристики на елементите на звената на задвижващите механизми – хидравличните цилиндри и звената на шарнирния четиризвенник и дава възможност за изследване на тяхното влияние върху динамичното поведение на системата. Допълнително предимство на този подход е получаването на реакциите във връзките без допълнителни аналитични и числени преобразования, което е ценно предимство при конструирането и изследването на манипулаторите;

9. В резултат на съвместното решаване на уравненията на хидравличната и механичната (моделирана чрез уравненията на Лагранж от първи род) подсистеми се получават уточнени решения на законите на движение на звената. Получените резултати потвърждават получените стойностите на коефициентите на динамичност;

10. Моделирането на вариацията на силите, възникващи при извършване на технологичните процеси на копаене показва, че тя се отразява на характеристиките и на механичната и на хидравличната подсистеми. Симулационните изследвания показват, че при движението на буталото се увеличава обема на буталната камера, вследствие на което се увеличават пиковете на налягането, предизвикани от ударно-периодичния характер на външното натоварване. Също така е констатирана зависимост на амплитудата на трептене на налягането в зависимост от честотата на приложената външна импулсна сила;

11. Изследването на големината на грешката на кинематичните ограничения показва, че при липса на стабилизация, увеличаването на продължителността на симулацията води до увеличаване на грешката. В резултат на експериментирането с различни числени методи и стойности на константите *α* и *β* е установено, че числен метод с адаптивна стъпка и оценка на грешката и стойности на константите от 20 до 50 позволяват получаване на решения с грешка на кинематичните ограничения от порядъка на 10⁻⁶ m;

12. Разработен е метод за идентификация на числените стойности на еластичните и демпфиращите коефициенти на еластодемпфиращи елементи, основан на експерименталното измерване на ускоренията на определени точки от базовата машина, определяне на законите на движение по обобщените координати и последващо сравнение на коефициентите на експериментално и теоретично получените характеристични полиноми. Основно предимство на метода е, че не е нужно измерване на характеристиките на отделен еластодемпфиращ елемент чрез специализиран стенд;

13. Извършените експериментални изследвания показват висока степен на съвпадение между теоретичните и експерименталните резултати. Определени отклонения могат да се обяснят с липса на данни за реалните стойности на параметрите на хидравличната и механичната системи. Констатираното експоненциално затихване на трептенията дава възможност за определяне на коефициентите на вискозно демпфиране чрез известни методи.

ГЛАВА 7. СИСТЕМА ОТ ПОКАЗАТЕЛИ ЗА ДОПЪЛНИТЕЛНА ОЦЕНКА НА ФУНКЦИОНАЛНИТЕ ВЪЗМОЖНОСТИ НА СТРОИТЕЛНИ МАНИПУЛАТОРИ И ХИДРАВЛИЧНИ БАГЕРИ

7.1. Цел и обхват н настоящата глава

Целта на настоящата глава е да се предложи и математически разработи набор от допълнителни показатели, даващи по-пълна количествена оценка на свойствата на хидравличните багери. Наборът от показатели се състои както от нови, така и от адаптирани съществуващи показатели. Показателите, в предлагания набор от показатели, се класифицират по следните признаци:

• Геометрични показатели, характеризиращи геометричните свойства на работната зона – форма, размери и екстремални характеристики на работната зона, а също така и геометрични моменти от различен ред.

• Кинематични показатели, характеризиращи кинематичните характеристики на работното съоръжение на багера. Предлага се използването на известни в Теорията на роботиката показатели, базирани на Якобиана на системата – коефициент на манипулативност, скоростен и силов елипсоиди и др.

• Силови показатели, характеризиращи както индивидуални показатели като силовите възможности на механизмите за задвижване на звената, така и комплексни показатели, зависещи от цялостните геометрични и силови характеристики на машината като ходографите на граничните сили на копаене, ходографа на потенциалната сила на копаене, ходографа на ефективната сила на копаене и коригираната сила на копаене.

7.2. Показатели за оценка на геометричните свойства на работната зона на хидравлични багери

7.2.1. Работна зона и нейното построяване

Работната зона се построява при известни кинематична структура и геометрични параметри на работното съоръжение на хидравличните багери. Точното ѝ построяване е особено важно, тъй като тя определя геометричните и технологичните възможности на машината, а също така и стойностите на екстремалните геометрични параметри, които са важни за хидравличните багери – максимална дълбочина на копаене, максимално достижима височина, максимален обхват на нивото на терена и др.

За хидравличен багер със известна кинематична структура могат да бъдат построени следните три вида работни зони: 1) Зона на достижимост – това е затворената част от пространството, която може да бъде достигната от характерна точка на работния орган без да се интересуваме от ориентацията на работния орган; 2) Зона на достижимост при зададена ориентация на работния орган. Тази работна зона представлява част от пространството, в която характерна точка от работния орган може да бъде позиционирана при зададена (обикновено спрямо хоризонталата) ориентация на работния орган; 3) Работна зона в която лежи определена траектория или група от траектории, следвани от работния орган при зададена негова ориентация.

Определени предимства при построяване на работната зона и концептуална

простота има статистическия метод, основан на метода Монте Карло, при който се генерират случайни числа в работната зона. За намаляване на броя на използваните точки се предлага използването на по части дефинирано непрекъснато трисегментно линейно вероятностно разпределение, чиято функция на разпределение *F*(*x*) е показана на фиг.7.7. Генерирането на случайна величина, имаща показаното разпределение, се извършва по метода на обратната функция чрез зависимостта:

$$x = x_i + (r - f_i) \frac{x_{i+1} - x_i}{f_{i+1} - f_i}$$
(7.6)

където *г* е равномерно разпределено случайно число в интервала [0,1], *i*=1÷4.

Така зададеното вероятностно разпределение позволява при промяна на x_i и f_i да се променят независимо наклоните и дължината на правите в отделните участъци и съответно да се променя вероятността за генерирането на случайни числа в различни интервали, а също така и тяхното количество. Например, при $x_1=0$, $x_2=0.001$, $x_3=0.999$, $x_4=1$, $f_1=0$, $f_2=0.45$, $f_3=0.55$, $f_4=1$, 90% от генерираните числа лежат в интервалите [0,0.001] и [0.999,1].



фиг.7.7 Функция на разпределение на по части дефинирано непрекъснато трисегментно линейно разпределение

На фиг.7.9 са показани построените чрез използване на генерираните случайни числа работни зони при а) 10³ точки и б) 10⁴ точки.

7.2.2. Показатели за определяне на геометричните характеристики на работната зона

Част от функционалните възможности на новопроектирани или съществуващи багери могат да бъдат количествено оценени чрез абсолютни или относителни геометрични показатели. Освен споменатите в Глава 1 класически показатели, дефинирането на допълнителни показатели позволява да се проведе по-точен количествен анализ на геометричните свойства.

Ако работната зона се разгледа като геометричен обект, то тя представлява плоска фигура с определена форма, размери и разположение във вертикалната равнина. Освен широко използваните класически геометрични характеристики (максимални височина и дълбочина на копаене, максимална височина на товарене/разтоварване, максимален обсег на нивото на терена), като допълнителни показатели за описание на работната зона могат да се използват геометрични моменти от различен ред – площ, осови, полярни и центробежни инерционни моменти, а също така и свързаните с тях геометрични характеристики – център на тежестта и инерционен радиус.



фиг.7.9 Зона на достижимост на багер с кинематична структура R R – случайни числа с по части дефинираното непрекъснато линейно вероятностно разпределение

7.2.2.1. Площ на работната зона

Използвайки интеграла на Грин, за геометричния инерционен момент от ред (*p*,*q*) на многоъгълника се получава следната обща зависимост:

$$v_{p,q} = \frac{1}{R} \sum_{i=1}^{n} \left(x_{i-1} y_i - x_i y_{i-1} \right) \sum_{k=0}^{p} \sum_{l=0}^{q} C_l^{k+l} C_{q-l}^{p+q-k-l} x_i^k x_{i-1}^{p-k} y_i^l x_{i-1}^{q-l}$$
(7.17)

където: $R = (p+q+2)(p+q+1)C_p^{p+q}$, а чрез $C_n^m = \frac{n!}{m!(n-m)!}$ са означени би-

номните коефициенти.

(7.31)

7.2.4. Определяне на участък от работната зона с максимални силови възможности на задвижващите механизми

За да се характеризира близостта на текущата конфигурация до конфигурацията с максималните силови възможности се дефинира коефициент на отдалеченост от конфигурацията с максимални силови възможности *k*_{Mmax}:

$$k_{M\max} = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\theta_i - \theta_i^{M\max}}{\theta_i^{M\max}} \right)^2 \tag{7.44}$$

където *i* е броя на звената в кинематичната верига на работното съоръжение; θ_i - текущ относителен ъгъл на завъртане на съответното звено; $\theta_i^{M\max}$ - ъгъл, при който въртящият момент на задвижващия механизъм на звено *i* има максимум. Минималната стойност на този коефициент е равна на 0 и тя отговаря на споменатата по-горе точка.

7.2.5. Коефициент на положението

Коефициентът на положението k_{xy} отчита факта, че не във всяка част от работната зона еднакво често се изпълняват технологични операции. Той е функция на координатите на върха на зъба на кофата (x_{w}, y_w) и се променя в границите $0 \le k_{xy}(x_w, y_w) \le 1$. Този коефициент се дефинира като функция на радиуса R и ъгъла ψ на вектора, свързващ т. O_3 с върха на зъба на кофата.

Стойностите на коефициента *k*_{xy} се определят по следния израз:

$$k_{xy} = k_R k_{yy} \tag{7.45}$$

където k_R е коефициент, зависещ от текущата стойност на радиуса R, а k_{ψ} е коефициент, зависещ от текущата стойност на ъгъла ψ . Стойностите на коефициентите се избират от статистически данни, получени от анализа на работата на хидравличния багер при изпълнение на технологични операции.

7.2.6. Коефициент на сервиз

7.2.6.1. Теоретичен коефициент на сервиз

Теоретичният коефициент на сервиз се определя без отчитане на ограниченията върху ъглите на завъртане на звената, наложени от задвижващите механизми. На фиг.7.27 а) са изобразени графиките на теоретичния коефициент на сервиз на реални багери ЭГ-12А с работно съоръжение "права лопата" и обем на кофата 12 m³; на фиг.7.27 б) – ЭО-5126 с работно съоръжение "обратна лопата" и обем на кофата 1.25 m³. Средните стойности на коефициентите на сервиз за двата случая са съответно 0.62 и 0.5.



фиг.7.27 Графики на теоретичния коефициент на сервиз за двата багера

7.2.6.2. "Реално" работно съоръжение

Работното съоръжение, притежаващо теоретично определените стойности на коефициента на сервиз може да се счита за "идеално". Ако то се счита за еталонно, то е възможно с него да се съпостави "реалното" работно съоръжение, което има наложени ограничения върху ъглите на завъртане на отделните звена, наложени от задвижващите шарнирно-лостови механизми. За багер ЭГ-12А е построена диаграма (фиг.7.29) за коефициента на сервиз при следните данни: *A*=7.5m, *B*=5m, *C*=2.9m, θ_1 =[6⁰,60⁰], θ_2 =[-64⁰,-126⁰], θ_3 =[-18⁰,62⁰]. Както се установява, коефициентът на сервиз на реалното работно съоръжение е многократно по-малък от теоретичния коефициент на сервиз – максималната му стойност е 0.15, като в по-голямата част от работната зона стойностите са близки до тази стойност (червено-кафявия учас-тък).

7.3. Точностни характеристики на позиционирането на багерното работно съоръжение

Една основна характеристика на работното съоръжение, определяща неговото функциониране, е грешката на положението на работния орган, която характеризира отклонението на реалната от идеалната траектория.

7.3.3. Грешки, породени от еластичността на компонентите на хидравличната система

Силите, възникващи в задвижващите механизми при извършване на технологични операции, причиняват деформации на флуида в хидравличните цилиндри и елементите на хидравличната система, водещи до отклонение от зададените ъгли на завъртане на звената и съответно отклонение на работния орган от следваната траектория. На фиг.7.43 е показана схема на работно съоръжение с кинематична структура RI RI R с приложените към него тегла *m*_i*g* на звената и външната сила *P*_k, приложена в характерна точка от работния орган.



фиг.7.43 Схема на разположението на еластичните елементи и силите

Изразявайки $\Delta \theta$ от (7.118) и замествайки в (7.132), за преместванията на т.O₄ се получава:

$$\Delta \mathbf{x} = {}^{0} \mathbf{J}_{O_4} \mathbf{C}^{-1} \mathbf{\tau}$$
(7.133)

където $\Delta \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \Delta x_{O_4} & \Delta y_{O_4} \end{bmatrix}^T$ е вектор, съдържащ преместванията на характерната

точка под въздействие на приложените към механичната система сили.

7.4. Кинематични показатели, основани на Якобиана на системата

Тук са изследвани възможностите за характеризиране на функционалните свойствата на работни съоръжения чрез показател, наречен коефициент на манипулативност, който е основан на Якобиана Ј. Той е скаларна величина, която зависи от конкретната геометрична конфигурация на работното съоръжение, т.е. от позицията на специфична точка от работния орган в работната зона. За манипулатори с излишни степени на свобода се пресмята по следната зависимост:

$$w = \sqrt{\det(\mathbf{J}\mathbf{J}^T)} = \sqrt{\lambda_1 \lambda_2 \dots \lambda_m} = \sigma_1 \sigma_2 \dots \sigma_m$$
(7.174)

където $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_m$ са собствените стойности на матрицата $\bigcup J^T$, а $\sigma_1, \sigma_2, ..., \sigma_m$ са сингулярните стойности на матрицата \bigcup . С коефициента на манипулативност е свързан и скоростният елипсоид на манипулативността.

На фиг.7.44 а) и б) са построени скоростните и силовите елипси на манипулативността чрез използване на описаната методика, като интервалите на ъглите на завъртане са $\theta_1 = [310^\circ, 430^\circ]$, $\theta_2 = [210^\circ, 320^\circ]$ и $\theta_3 = [210^\circ, 370^\circ]$, а дължините на звената са $L_1 = 5$ m, $L_2 = 3$ m и $L_3 = 1$ m.

На фиг. 7.48 а) е показана графика на разпределението на стойностите на коефициента на манипулативност в работната зона, а също така и екстремалните геометрични конфигурации, съответстващи на определените минимум и максимум на *w*. На фиг.7.48 б) е показана частта от работната зона, в които стойностите на *w* са по-големи от определена, близка до максималната стойност, в случая *w*=18. От графиката се вижда, че коефициентът на манипулативност е със сравнително благоприятно разпределение на стойностите в работната зона. Високите стойности съвпадат със зоната под нивото на терена, в която се извършват технологични операции, а също така и с част от зоната над нивото на терена, в която се извършват товароразтоварни операции. Следва да се има предвид, че това твърдение е валидно за използваната стойност на ъгъла *φ*.



фиг.7.44 Скоростни а) и силови б) елипси на манипулативността в работната зона

7.5. Силови показатели, определящи ефективността на копаене в работната зона

При изпълнението на технологичните процеси на копаене, възникващите съпротивителни сили при копаене се преодоляват от механизмите за задвижване на звената на работното съоръжение. Максимално възможната стойност на силата на копаене (потенциална сила на копаене) се определя от съвкупност от условия, включваща силовите възможности на задвижващите механизми (определени от техните геометрични характеристики и силовите характеристики на хидравличните цилиндри) и условия, свързани с устойчивостта (обръщането на багера около осите на опорния контур) на багера и приплъзването му спрямо терена. Подробният анализ на силите на копаене в цялата работна зона позволяват да се извърши по-прецизно определяне на силовото натоварване на задвижващите механизми и да се определи ефективността на копаене в цялата работна зона. Този анализ се извършва чрез математически модел на багера, позволяващ определяне на геометричните и силовите характеристики във всяка точка от работната зона.



фиг.7.48 Разпределение на стойностите на коефициента на манипулативност в работната зона при φ =2550

7.5.1. Математически модел на багера

На фиг.7.53 е показана кинематичната схема на хидравличния багер. Математическият модел на багера включва математически модел на кинематичната верига и математически модел на задвижващите механизми на звената.

7.5.2. Ходографи на съпротивителната сила при копаене

Ходографът на потенциалната съпротивителна сила при копаене HW (фиг.7.53 б) представлява многоъгълник, чийто страни са ходографите на граничните съпротивителни сили при копаене, определени от различните силови условия. Линията n-n (фиг. 7.53 б), която е перпендикулярна на вектора на текущата скорост на копаене V, определена от ъгловите скорости на звената, разделя ходографа HW на две части. В едната част на ходографа е възможно да се реализира технологията на копаене "към себе си" и тя е наречена ходограф на ефективната съпротивителна сила при копаене HW_e .

Ходографът на потенциалната съпротивителна сила при копаене, построен за определена точка от работната зона, дава възможност да се определи потенциал-

ната съпротивителна сила в различните направления в равнината, т.е. по направление на всички траектории, преминаващи през дадената точка. При движение по единствена траектория, силата на копаене и скоростта имат определени големина и направление, поради което ходографът не е приложим. В този случай, потенциалната съпротивителна сила при копаене се определя като най-малката от граничните съпротивителни сили, действащи по зададеното направление на силата – фиг.7.53 а). При движение на работния орган по определена траектория геометричната конфигурация на работното съоръжение се променя, при което се променят и ходографите на граничните съпротивителни сили, респективно се променя и потенциалната сила, което следва да се отчита при планирането на траекторията и оценката на силовите възможности на багера за конкретната траектория.

7.5.4. Коригирана сила на копаене

Ходографът на потенциалната сила на копаене е индивидуален за геометрична конфигурация на работното съоръжение. Като една обобщена характеристика на силата на копаене може да се използва коригираната сила на копаене, която представлява средната стойност на ефективната сила на копаене за цялата работна зона, коригирана с коефициенти, отчитащи различни фактори. Коригираната сила на копаене *F*_u представлява средната стойност на ефективната стойност на ефективната сила на копаене *G* и представлява средната стойност на ефективната сила на копаене *G* и представлява средната стойност на ефективната сила на копаене и се определя за цялата работна зона чрез следната зависимост:

$$F_{u} = k_{\theta} \frac{\sum_{s=1}^{N_{3}} \sum_{r=1}^{N_{4}} \sum_{k=1}^{N_{5}} \sum_{w=1}^{N_{w}} k_{xy} k_{w} F_{e \ srkw}}{N_{3} N_{4} N_{5} N_{w}}$$
(7.221)

където $F_{e srkw}$ е големината на ефективната сила на копаене, определена при известна позиция на стрелата (s), носача (r) и кофата (k) при определена посока на силата на копаене (w); N_3 е броя на позициите на стрелата, N_4 е броя на позициите на носача, N_5 е броя на позициите на кофата, N_w е броя на посоките на силата на копаене. **7.6. Изводи**

В настоящата глава е извършено разширяване на кръга на показателите, използвани за оценка на функционалните и технологичните възможности на строителни манипулатори със сходна кинематична структура.

Показателите имат количествено измерение и оценяват геометричните, кинематичните и силовите възможности на машините. Когато използваните при сравнителен анализ на две и повече машини класически показатели показват близки стойности, прилагането на допълнителния набор от показатели позволява да се изявят индивидуалните особености на проектираните машини. Също така, допълнителните показатели могат да се използват като критерии за оптимизация и вследствие на това да се синтезират конструкции с предварително зададени свойства.

Основните постигнати в настоящата глава резултати са следните:

1) Разработена е методика за оценка на геометричните свойства на работната зона на хидравличните багери. Тя се състои от следните елементи:

 Построяване на работната зона. Работната зона се построява чрез универсалния метод Монте Карло, основан на генерирането на точки със случайни координати в работната зона. Точността на очертание на външната граница на работната зона е повишена чрез разработеното трисегментно по части непрекъснато линейно разпределение, а също така е дискутирана и възможността за прилагане на разпределението на Kumarswami;



фиг.7.53 Геометрична схема на хидравличния багер: а) гранични съпротивителни сили на копаене; б) ходографи на потенциалната и ефективната съпротивителни сили при копаене

• Количествена оценка на характеристиките на работната зона. Като допълнение към съществуващите класически показатели за оценка на геометричните характеристики на работната зона са предложени и математически разработени са следните показатели: площ, статични и инерционни моменти, обем и околна площ на работния обем. Екстремалните характеристики на работната зона са определени чрез оптимизационни модели при съответните ограничения, наложени върху управляващите параметри. 2) Дефинирани, разработени и приложени са следните показатели, даващи възможност за допълнителна оценка на функционалните и технологичните възможности на работното съоръжение:

• Коефициент на отдалеченост от конфигурацията с максимални силови възможности – позволява определяне на участък от работната зона с максимални силови възможности на задвижващите механизми;

• Коефициент на положението – отчита честотата на работа в отделните части на работната зона;

• Коефициент на сервиз – отчита геометричните възможности на работното съоръжение при ориентация на работния орган в определена точка от работната зона. Установено е, че в зависимост от съотношенията на кинематичните дължини на звената, работните съоръжения се разделят на два типа. Анализът на геометричните размери на редица работни съоръжения показва, че към първи тип се отнасят всички работни съоръжения "права лопата", а към втория клас – всички работни съоръжения "обратна лопата". Въведени са понятията иделано и реално работно съоръжение. Установено е, че средният коефициент на сервиз на реалното работно съоръжение е многократно по-малък от средния теоретичен коефициент на сервиз. Въведено е понятието коефициент на загуба на сервиз, който представлява отношението на теоретичния коефициент на сервиз и изчисления коефициент на сервиз на "реалното" работно съоръжение. За два хидравлични багера, които са типични представители на своя вид (ЭГ-12А и ЭО-5126) са определни идеалния и реалния коефициенти на сервиз, а също така и коефициента на загуба на сервиз;

• Нелинеен модел на отворената кинематична верига за оценка на точността на позиционирането на характерна точка от работното съоръжение с кинематична структури RI RI R и RI R и RI R |- T |- R. Получени са изрази за сумарното отклонение на характерната точка от зададената позиция и неговите проекции върху осите на глобалната координатна система като функция на отклоненията на геометричните параметри и обобщените координати. Чрез числени изследвания е установено съвместното и поотделното влияние на отклоненията на обобщените координати и геометричните параметри върху отклонението на характерната точка от зададената позиция, като резултатите са изобразени като поле в рамките на работната зона. Използвайки изведените предавателни функции на задвижващите механизми са получени и зависимости за определяне на грешката на обобщените координати като функция на грешките в дължините на задвижващите хидравлични цилиндри.

Подобни изследвания са направени и при движението по многосегментна траектория и е установено, че отклоненията са променливи както върху различните сегменти, така и по дължината на отделните сегменти, което е следствие от промяната на геометричната конфигурация на работното съоръжение по дължина на траекторията и съответно различните стойности на грешките в различните участъци на работната зона. Допълнителните изследвания показват, че геометричната грешка на положението води и до отклонение на характеристиките, които зависят от тази грешка – например, при една сравнително малка стойност на грешката, в някои от участъците на траекторията се наблюдава промяна на въртящите моменти с около 20-25% спрямо случая без грешка на положението. Моделирането на вероятностния характер на отклонението от идеалната траектория при следване на траектория и в определена точка от траекторията дава възможност да се определят статистическите характеристики на грешката на положението и на вероятностен принцип да се прогнозират нейните стойности.

За установяване на влиянието на грешката в дължината на хидравличните цилиндри върху грешките на обобщените координати чрез функциите на положението е разработен точностен модел на задвижващите механизми.

Разработен е математически модел за оценка на грешката на положението, породена от еластичността на компонентите на хидравличната система. Изведени са зависимости за привеждане на линейния коефициент на еластичност на хидравличните цилиндри към ротационен такъв, съсредоточен в шарнирите.

• Коефициент на манипулативност, който се пресмята чрез Якобиана на механичната система. Получени са аналитични изрази за коефициента на манипулативност за работно съоръжение с кинематична структура R || R || R за следните два случая:

а) Когато не е зададен ъгъла на ориентация на работния орган. В този случай се установява, че коефициента на манипулативност не зависи от ъгъла на наклона на стрелата, а само от ъглите на наклона на останалите две звена. Оптимизирането на аналитичния израз спрямо дължините на звената показва, че тяхното неограничено увеличаване води до неограничено увеличаване на стойността на коефициента на манипулативност, поради което неговата стойност не може да служи като критерий за избор на дължините на звената. Чрез оптимизирането на аналитичния израз за коефициента на манипулативност спрямо ъглите на наклона на звената са установени техните стойности, при които са налице екстремуми. Тъй като коефициента на манипулативност не зависи от ъгъла на наклона на стрелата, то са налице безкрайно много точки в работната зона, при които са налице екстремуми;

б) Когато е зададен ъгъла на ориентация на работния орган. Изведеният аналитичен израз за този случай показва, че коефициента на манипулативност зависи от всички геометрични параметри на работното съоръжение и могат да бъдат определени две геометрични конфигурации, съответстващи на максималната и минималната стойности на коефициента. Установено е, че точката, отговаряща на максималната стойност, е разположена в най-често използваната част от работната зона.

За същото работно съоръжение са построени скоростният и силовият елипсоиди, служещи за оценка на скоростните и силовите качества на работното съоръжение, при позиционирането му в определена точка от работната зона. Установено е, че с най-голямо съотношение на полуосите са елипсите в близост до външната граница на работната зона, а с приближаване към вътрешната граница те се приближават до окръжност. Извършено е определяне на коефициента на манипулативност по дължина на траекторията на движение и е анализирано разположението на осите на елипсите спрямо траекторията на движение.

• Предложеният математически модел е подходящ за изследване на силовите характеристики на работното съоръжение, а също така за определяне на формата и размера на ходографите на потенциалната и ефективната сили;

• Номиналните сили на копаене, определени съгласно стандарта, недоста-

тъчно пълно представят ефективността на копаене в цялата работна зона. Те представят единствено максималните стойности на потенциалната сила на копаене при определена конфигурация на работното съоръжение;

• Ходографите на граничните сили на копаене и ходографите на ефективните сили на копаене са подходящи за анализ на силите на копаене при зададена конфигурация на работното съоръжение, но не могат да характеризират ефективността в цялата работна зона. Размерът и формата на ходографа служи като показател за съвместимостта на характеристиките на задвижващите механизми, разпределението на масите в багера и силите на копаене;

• Коригираната сила на копаене достатъчно пълно характеризира ефективността на копаене в цялата работна зона, отчитайки редица допълнителни фактори. Тя може да служи като критерий за оптимизация при проектирането на нови багери и при сравнителен анализ между различни варианти.

ГЛАВА 8. НЯКОИ АЛГОРИТМИ И ПРОГРАМНИ СРЕДСТВА ЗА АВТОМАТИ-ЗАЦИЯ НА ИНЖЕНЕРНИЯ ТРУД В ОБЛАСТТА НА ПРОЕКТИРАНЕТО И ИЗС-ЛЕДВАНЕТО НА ХИДРАВЛИЧНИ БАГЕРИ

8.1 Цел и обхват на настоящата глава

В настоящата глава са приведени примери на разработване на алгоритми и програмни средства, чрез които се автоматизира инженерния труд при решаването на някои частни проблеми, възникващи при проектирането и изследването на хидравличните багери на различните етапи на проектантския цикъл. Като допълнително постигната цел е и демонстрацията на използването на различни програмни технологии за реализирането на съответните програмни инструменти.

8.2 CAD/CAE изследване на минен хидравличен багер

Една от задачите на оператора при извършването на изкопни работи при минни дейности е запазването на постоянния наклон на кофата при нейното движение по траекторията на копаене или при извършване на транспортни операции. Тъй като кофата е закрепена към носача, то нейният наклон спрямо хоризонталата зависи от наклона и на стрелата и на носача. Това води до необходимост от постоянна корекция на наклоните на звената от страна на оператора с цел поддържане на предварително зададения постоянен наклон на кофата при извършване на транспортни и технологични операции. На фиг.8.3 – показана кинематичната схема на работното съоръжение.

8.2.1 Изграждане на САД модел

За изследването се използва специализиран модул в програмната система с общо приложение Autodesk Inventor за динамична симулация на движението с цел определяне на кинематичните, динамичните и силовите параметри на системата при извършване на един работен цикъл на движение. Чрез разработения модел са извършени редица симулации за определяне на кинематичните и силовите характеристики както на звената, така и на характерни точки.



фиг.8.3 Кинематична схема на работното съоръжение с Tripower система

8.3 Web базирана среда за анализ на статичните сили във връзките на хидравличен багер

8.3.1 Алгоритми за геометричен и силов статичен анализ на кинематичната верига

Анализът на статичните сили във връзките на багерното работно съоръжение е важен етап от проектантския цикъл на хидравличния багер. В повечето случаи, при реалните процеси на копаене статичната компонента на реакциите в кинематичните двоици преобладава значително над динамичната компонента. Основна причина за това е силата на копаене, която има многократно по-голяма стойност от инерционните сили в звената, предизвикани от движението им.

• Алгоритъм за геометричен анализ на кинематичната верига

Разглежданата кинематична верига се състои от 10 звена, свързани с 14 кинематични двоици, означени съответно с *i* и *n* - *i*=0,1,...,*r*,...,*s*,...,9, *n*=1,2,...,*p*,...,*q*,...,14. Неподвижната основа (терена) е с номер *i*=0, а базовата машина е с номер *i*=1. С точка 1 е свързана неподвижна декартова координатна система {0}, чийто оси са хоризонтална и вертикална.

• Алгоритъм за силов статичен анализ на кинематичната верига

Основната цел на силовия статичен анализ е да се определят реакциите в шарнирите под въздействието на приложена към кофата сила на копаене, а също така и опорните реакции между колелата и терена. Приема се, че силата на копаене е приложена във върха на зъба на кофата и се задава чрез своята стойност и посока. Посоката на силата на копаене е постоянна спрямо траекторията на копаене и се дефинира чрез ъгъл у спрямо тангентата в текущата точка от траекторията на движение. Нормалната P_0 и тангенциалната P_t компоненти на силата на копаене P се дефинират в координатната система {P}, която е присъединена към върха на зъба на кофата и осите и са насочени по тангентата и нормалата към траекторията в текущата точка.

Уравненията на статично равновесие се съставят чрез прилагане на уравнение (8.23) към всяко от звената – фиг.8.17. Решението на получената система от 27 линейни уравнения представлява статичните реакции във всички връзки. За определяне на нормалната и допирателната терена сили между колелата и терена, получените вертикална и хоризонтална реакции във връзки 1 и 2 допълнително се проектират по дължина и перпендикулярно на терена.



фиг.8.17. Схеми на силите, действащи върху звената

8.3.2 Разработване на Web базирана среда за определяне на статичните сили-Разработени алгоритми за геометричен и статичен анализ на статичните сили са реализирани в Web базирана среда. На фиг.8.18 е показана структурна схема на Web базираната среда.



фиг.8.18 Структура и технологии, използвани в Web базираната среда

8.4 3D виртуална среда за симулация на работата и планиране на разположението на машините на обект със земекопни машини 8.4.1 Общо описание на виртуалната среда

Основното предназначение на разработената виртуална среда е да визуализира пространственото разположение на машините на обекта. Тъй като е възможно движение на звената на хидравличния багер и позиционирането му на различни места, а също така и на транспортното средство, то е възможно планирането и тестването на взаимното разположение на машините и оценка на тяхната съвместимост по геометрични показатели – работен обсег, височина и др. Виртуалната среда е полезна при взимане на решения относно такива въпроси като доколко определен хидравличен багер е подходящ за извършване на изкопни работи при зададени геометрични размери на изкопа, доколко е подходящ за натоварване или разтоварване на определено транспортно средство, доколко определена последователност от движения на звената е подходяща за заобикаляне на съществуващи препятствия, колко са разстоянията между обектите и др. На фиг.8.20 е показана сцена от виртуалната среда и нейните компоненти.

8.5 Изводи

Разработването и тестването на алгоритми и програмни средства, чрез които се автоматизира инженерния труд при проектирането и изследването на хидравличните багери позволява да се направят следните изводи:

• Разработените системи за автоматизация на инженерния труд позволяват проиграването на голямо количество "what-if" сценарии за кратко време и взимане на адекватно решение въз основа на получените резултати. При наличието на програмни продукти дори и чрез такъв нерационален метод като "проба-грешка" сравнително бързо може да се постигне ако не оптимален, то поне субоптимален относно определен критерии резултат. Подобряването на характеристиките на виртуалните прототипи позволява съкращаване на дейностите при натурното изследване на машините и съкращава времетраенето и разходите при внедряването.

• CAD/CAE средите с общо приложение (по специално използвания Autodesk Inventor Simulation) разполагат с широки възможности за моделиране и изследване на кинематиката и динамиката на разнообразни механизми, но не позволяват решаването на специфични задачи от областта на проектирането на хидравличните багери, например взаимодействието на хидравличната и механичната системи;

Web средата е много подходяща за реализиране на програмни средства за

автоматизация на инженерния труд, особено при решаването на частни проблеми. Голямото количество технологии за програмиране, изчисления, визуализация и анимация позволява създаването на конкурентноспособни продукти, допълнително използващи предимствата на глобалната мрежа.

В. ПРИНОСИ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

В резултат на извършените за постигане на целта на настоящия дисертационен труд теоретични и експериментални изследвания са постигнати следните научни, научно-приложни и приложни приноси:

Научни приноси

1. Създаден е нов обобщен математичен модел на хидромеханичната система на механизъм за въртене на хидравличен багер, отчитащ еластичността на работното съоръжение в хоризонтално направление и хлабината в кинематичната верига, който позволява детайлно изследване на динамичните процеси в съвместно работещите механична и хидравлична подсистеми на механизма, както и последващо синтезиране на система за автоматично управление на завъртането. Получени са нови аналитични зависимости за положението на центъра на тежестта и масовия инерционен момента на работното съоръжение като функция на релативните ъгли на завъртане на звената, чрез които могат да се изследват динамичните процеси в цялото работно пространство;

2. Разработени са нови математични модели на хидромеханична система на строителен и товароподемен манипулатор. Получени са диференциалните уравнения на пространственото движение и на реакциите на връзките на хидравлично задвижван товароподемен манипулатор, чрез които е изследвано съвместното динамично поведение на механичната и хидравличната подсистеми на манипулатора при пространствено разлюляване на товара. Моделите позволяват да се отчетат еластичното окачване на основата към терена и инерционните характеристики на звената на задвижващите механизми, формиращи затворени кинематични контури;

3. Разработена е нова комплексна система от показатели за количествена оценка на функционалните характеристики на строителни и товароподемни манипулатори, надграждаща и усъвършенстваща досега използваната система, която се състои от геометрични, кинематични и силови показатели за оценка на ефективността на копаене в работната зона. Допълнителната система от показатели позволява да се оценяват индивидуалните особености на машините и се сравняват машини от един и същи клас.

Научно-приложни приноси

1. Разработен е кинематичен и динамичен модел на механизъм за въртене, чрез който са изследвани и оптимизирани кинематичните, силовите и мощностните характеристики на механизма за конкретна машина при завъртане по зададени закони на движение. Предложени са кинематични, силови, мощностни и ергономични критерии за избор на вида на закона за завъртане на платформата и определящите го параметри, като са получени нови аналитични зависимости за определяне на времето на завъртане;

2. Предложен е нов подход за оптимален избор на компоненти на механизъм за

въртене при целеви функции минимална маса и минимална цена при наложени силови и кинематични ограничения. Разширен е броя на възможните алтернативни конструктивни решения на механизма чрез получаване на множество субоптимални решения;

3. Изведени са нови математически зависимости за определяне на кинематичните характеристики на седалката на оператора при различни закони на завъртане и е разработена методика за оценка на вибрационното натоварване върху оператора, предизвикано от завъртането на платформата, съгласно стандарт ISO 2631-1:1997;

4. Разработени са обобщени математични модели на багерни работни съоръжения на хидравличен багер с кинематични структури R |-R|| R || R и R |-R|| R |-T |-R, чрез които е решена правата и обратната задача на кинематиката и динамиката на ниво геометрия, скорости и ускорения. Моделите позволяват планиране на движението по многосегментна траектория, като продължителността на движение се определя в зависимост от зададени ограничения на максималните скорости и ускорение. Получените геометрични зависимости са използвани за синтез на геометричните параметри на работното съоръжение в зависимост от зададените характеристики на работната зона чрез решаването на задача за еднокритериална условна оптимизация;

5. Разработени са кинематичен и динамичен модел с четири степени на свобода на тризвенно работно съоръжение на хидравличен багер при извършване на подемно-транспортни операции, чрез който е изследвано разлюляването на товара при движение по вертикална праволинейна траектория и зададен закон на движение;

6. Създадени са кинематични модели на работни съоръжения на строителни манипулатори с излишни степени на свобода и кинематична структура R R -T -R и R R R R R R R CHOBAHU на решаването на обратната задача на кинематиката чрез намирането на псевдообратната матрица;

7. Предложена е методика за идентификация на числените стойности на еластичните и демпфиращите коефициенти на еластични елементи, базирана на сравняването на експериментално определения и теоретичния характеристичен полином.

Приложни приноси

1. Въз основа на получените геометрични зависимости за равнинно работно съоръжение с кинематична структура R R R е разработена програма, работеща в интернет браузър, чрез която могат да се визуализират пълната работна зона и работната зона при определена ориентация на работния орган. Програмата пресмята геометричните характеристики на работните зони - минимална и максимална достижими точки по вертикалата и хоризонталата, площите на работните зони, а също така и тяхното съотношение;

2. Разработени са методики и програмни инструменти за автоматизацията на инженерния труд при решаване на специализирани задачи, възникващи при проектирането на строителни и товароподемни манипулатори:

а) Методика за изследване на кинематичните и силовите характеристики на хидравличен багер в CAD/CAE система с общо приложение. Методиката е използвана за изследване на минен багер със система Tripower;

б) Web базирана среда за анализ на статичните сили във връзките на хидравличен багер, работеща в произволен браузър. Освен статичните сили, средата позволява извършването на геометричен анализ на работното съоръжение на хидравличния багер;

в) 3D Web базирана виртуална среда за симулация на работата и планиране на разположението на машините на обект със земекопни машини. Средата позволява планиране и тестването на взаимното разположение на машините и оценка на тяхната съвместимост по геометрични показатели – работен обсег, височина и др.;

3. Реализиран е стенд "Земен канал II", чрез който са изследвани силовите и кинематичните характеристики на работното съоръжение на хидравличен багер при извършването на земекопно-транспортни операции. Усъвършенстван е стенд "Товароподемен манипулатор", чрез който са изследвани характеристики на товароподемен при извършване на манипулации със свободно окачен товар.

Г. ПУБЛИКАЦИИ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

- 1. Груйчев Р., Митрев Р., Григоров Б. Експериментално изследване на хидромеханичната система на товароподемен манипулатор. Българско списание за инженерно проектиране, бр.5, октомври 2010. ISSN 1313-7530
- 2. Mitrev R., Gruichev R., Pobegailo P. CAD/CAE investigation of a large hydraulic mining excavator. Machine design, vol.3, 2011, N1. ISSN 1821-1259
- Митрев Р. Кинематическое моделирование шарнирно-рычажных механизмов горных и строительных машин. IX Международная научно-техническая конференция "Чтения памяти В.Р.Кубачека" Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности, 07-08 апреля 2011 г., г. Екатеринбург. ISBN: 978-5-9967-0446-0
- 4. Janosevic D., Mitrev R., Andjelkovic B., Petrov P. Quantitative measures for assessment of the hydraulic excavator digging efficiency. Journal of Zhejiang University Science A, 13(12), 2012. ISSN: 1673-565X
- 5. Mitrev R. Web-based environment for design and analysis of hydraulic excavator. Journal of multidisciplinary science and technology, vol. 2, issue 12, December 2015. ISSN: 2458-9403
- 6. Побегайло П., Митрев Р. Идеальное и реальное рабочее оборудование одноковшовых гидравлических екскаваторав: сравнение геометрических свойств. Горный информационно-аналитический бюллетень, N4, 2015. ISSN 0236-1493
- 7. Григоров Б., Митрев Р. К динамике вращения автомобильного гидравлического крана манипулатора. Евразийский союз ученых, Технические науки, 2(23), 2016. ISSN 2411-6467
- 8. Митрев Р. Геометричен анализ на задвижващите механизми на работно съоръжение на хидравличен багер с кинематична структура RRRR. Tribilogical Journal Bultrib, vol.6, 2016. ISSN: 1313-9878
- 9. Митрев Р. Кинематичен анализ на работно съоръжение на хидравличен багер с кинематична структура RRRR. Tribilogical Journal Bultrib, vol.6, 2016. ISSN: 1313-9878
- 10. Митрев Р. Геометричен анализ на хидравличен багер с кинематична структура

RRRR. Българско списание за инженерно проектиране, бр. 29, април 2016. ISSN 1313-7530

- 11. Митрев Р. Набор дополнительных показателей для оценки геометрических свойств рабочей зоны гидравлического екскаватора. Науковедение, том 8, N4 (июль-август 2016). ISSN 2223-5167
- 12. Митрев Р. Модел на механизъм за въртене на хидравличен багер като основа за автоматизация на транспортно-технологичните операции - Част 1: Кинематичен модел. CAx Technologies, брой 5, декември 2017. ISSN 1314-9628
- 13. Митрев Р. Модел на механизъм за въртене на хидравличен багер като основа за автоматизация на транспортно-технологичните операции Част 2: Силов и мощностен модели. САх Technologies, брой 5, декември 2017. ISSN 1314-9628
- 14. Митрев Р. Изследване на грешката на кинематичните ограничения при интегриране на уравненията на движение на многозвенни системи. САх Technologies, брой 5, декември 2017. ISSN 1314-9628
- 15. Митрев Р. Вероятностен подход към определяне на характеристиките на механизъм за въртене на хидравличен багер. САх Technologies, брой 5, декември 2017. ISSN 1314-9628
- 16. Митрев Р. Решаване на правата и обратната задачи на геометричния анализ на хидравличен багер с телескопичен носач. CAx Technologies, брой 5, декември 2017. ISSN 1314-9628
- 17. Митрев Р. Синтез на геометричните параметри на работното съоръжение и работната зона на хидравличен багер. Българско списание за инженерно проектиране, бр.33, октомври 2017. ISSN 1313-7530
- 18. Митрев Р. Обратна кинематика на строителни манипулатори с излишни степени на свобода. Българско списание за инженерно проектиране, бр.37, октомври 2018. ISSN 1313-7530
- 19. Митрев Р. Модел на механизъм за въртене на хидравличен багер с отчитане на хлабината в кинематичната верига. Механика на Машините, година XXVI, No.3, 2018. ISSN 0861-9727
- 20. Mitrev R. Optimal selection of components for a hydraulic excavator swinging mechanism. Machines, Technologies, Materials, Year XII, Issue 1-2018, pp. 8-11, ISSN 1313-0226
- 21. Mitrev R. Optimization of the Parameters of a Hydraulic Excavator Swinging Mechanism", International Journal of Advanced Engineering Research and Science, vol.5, No.1, pp.013-017, 2018. ISSN 2349-6495
- 22. Митрев Р. Математическо моделиране на динамиката на товароподемен манипулатор със свободно окачен товар. САх Technologies, брой 6, декември 2018. ISSN 1314-9628

Short summary of the dissertation thesis

Title: Development of the theoretical basis for designing, modelling, and research of construction and lifting manipulators

Summary

The present dissertation thesis is devoted to the development of the theoretical basis of the design, modeling and research of construction and lifting manipulators.

The process of the designing and testing of the construction and lifting manipulators has a wide variety of technical aspects that should be taken into account by researchers and designers of this types of machinery. In the most cases, these aspects are not independent of each other but are interdependent, and the effects generated determine the performance of the machine and its technical characteristics. The development of both theoretical methods and software over the last two decades provide new opportunities for improving the approaches, concepts and technical tools for the effective and competitive implementation of activities in the design cycle.

The development of the modeling and research theory of this type of machines is also motivated by the wide variety of technological processes in the modern construction, which has transformed a part of the construction manipulators and especially the hydraulic excavators into multifunctional machines working with multiple interchangeable working tools. Easily attached to the standard work equipment, they provide the ability to perform a variety of technological operations in different working conditions, resulting in a reduction in the amount of specialized machinery at the work site and, as a final result, in increasing the economic efficiency of the system. Opportunities and, accordingly, the variety of kinematic schemes of the machines have also grown from the needs of consumers that have led to mass customization in the recent years. The massive introduction of automatic or semi-automatic digging systems led to an increase in the accuracy of the work done, as well as to facilitating the work of the operator and reducing occupational diseases. The tendency for partial or complete automation and robotization of the construction machines is particularly evident in the development of machines designed to work on the Moon and Mars, with an increase in development of this type.

An important aspect in the design of hydraulically driven construction and lifting manipulators is the consideration of the interaction of the hydraulic and mechanical sub-systems of the machine, leading to the need for their mathematical modeling. This need is further enhanced by the great variety of external forces arising from technological operations and which should be taken into account when designing and testing the machinery. Tipically there are periodic, impact, vibrational, etc. loads that greatly influence system performance and enhance the effects of interaction between the two subsystems.

The thesis has developed a number of new mathematical models and methodologies as well as improved ones, whose main purpose is to allow complete and comprehensive research and development of competitive machines, taking into account the presence in most cases of limited information, financial and technical resources. The developed mathematical models and software tools mainly deal with the following technical aspects: 1) Methods, approaches and concepts in the design and study of construction and load handlers; 2) Methods, approaches and concepts for kinematic and dynamic modeling of the rotation mechanisms and work equipment of construction and lifting manipulators; 3) Indicators used to assess the functionalities of construction and lifting manipulators; 4) Concepts and instrumentation used in the automation of the engineering work in the field of design and study of lifting and construction manipulators; 5) Methods for the synthesis of the parameters of the working zone and the geometric parameters of the units; 6) Ergonomic characteristics of the rotating mechanisms of the building manipulators and their evaluation according to the applicable standards; 7) Experimental methods and tools for the study of lifting and construction manipulators.



TECHNICAL UNIVERSITY-SOFIA

MECHANICAL ENGINEERING FACULTY LOGISTICS ENGINEERING, MATERIAL HANDLING AND CONSTRUCTION MACHINES DEPARTMENT

Rosen Peshev Mitrev

DEVELOPMENT OF THE THEORY FOR DESIGNING, MODELLING, AND RESEARCH OF CONSTRUCTION AND LIFTING MANIPULATORS

EXTENDED ABSTRACT of dissertation thesis for obtaining scientific degree **"DOCTOR OF SCIENCE"**

Area of higher education: 5. Technical sciences Professional field: 5.1. Mechanical engineering Scientific specialty: Road and construction machines

Reviewers:

- 1. Prof.DSc.Eng. Venelin Zhivkov
- 2. Prof.DSc.Eng. Nikolay Minchev
- 3. Prof.DSc.Eng. Jordan Maximov
The dissertation work was discussed and recommended for defen**ce** from the extended Departmental Council of the Department of Logistics Engineering, Material handling and Construction Machines, Mechanical Engineering Faculty, Technical University - Sofia at a regular meeting held on 15.07.2019.

The public defense of the dissertation thesis will be held on 31.10.2019 at 15⁰⁰ in the Conference hall of the LIC of the Technical University - Sofia at an open meeting of the Academic Board of Examiners, **determined by order № OX 5.1** - 48 of the Rector of the Technical University - Sofia in composition:

- 1. Prof.DSc.Eng. Vesko Panov Chairmen
- 2. Prof.PhD.Eng. Boris Tudjarov
- 3. Assoc.Prof.DSc.Eng. Svetla Stoilova
- 4. Prof.DSc.Eng. Venelin Zhivkov
- 5. Prof.DSc.Eng. Nikolay Minchev
- 6. Prof.DSc.Eng. Jordan Maximov
- 7. Assoc.Prof.PhD.Eng. Dimitar Karaivanov Scientific Secretary

Reviewers:

- 1. Prof.DSc.Eng. Venelin Zhivkov
- 2. Prof.DSc.Eng. Nikolay Minchev
- 3. Prof.DSc.Eng. Jordan Maximov

The dissertation thesis is available for preview in the office of the Mechanical engineering Faculty, block № 4, office 3242 of the Technical University - Sofia.

The author is assocaite professor at the Department of Logistics Engineering, Material Handling and Construction Equipment, Mechanical Engineering Faculty, Technical University - Sofia.

Author: Rosen Peshev Mitrev

Title: Development of the theory for designing, modeling, and research of construction and lifting manipulators

Circulation: 30 pcs.

A. GENERAL CHARACTERISTICS OF THE DISSERTATION THESIS The dissertation thesis is devoted to the further development of the theoretical foundations of design, modeling, and research of construction and lifting manipulators.

Topicality of the problem

There are a large variety of technical aspects in the design and study of construction and lifting manipulators that should be taken into account by researchers and designers of such machines. In most cases, these aspects are not independent of each other but mutually influential, with the resulting effects determining the functioning of the machine and its technical characteristics. The development of both theoretical methods and software over the past two decades has provided new opportunities for refining the approaches, concepts and technical tools for the effective and competitive implementation of activities in the design cycle.

The development of the theory for modeling and research of this type of machines is also motivated by the great variety of technological processes in the modern construction industry, which has turned some of the construction manipulators, and especially the hydraulic excavators, into universal multifunctional machines working with many interchangeable working tools. The easy-to-join standard working tools enable various technological operations to be performed in different operating conditions, which results in a reduction in the number of specialized machines on the worksite and, as a result, in increasing the economic efficiency of the system. The capabilities, and consequently the diversity of the kinematic schemes of the machines, have also increased because of the needs of the users that have led to mass customization in recent years. The mass introduction of systems for automatic or semi-automatic digging and tracking systems for planar or spatial trajectories has led to an increase in the accuracy of the work performed, as well as to the ease of operation of the operator and the reduction of occupational diseases. The tendency for partial or full automation and robotization of construction machines is particularly evident in the development of machines designed for the operation of the Moon and Mars, with an increase in the development of this type expected. An important aspect in the design of hydraulically driven construction and lifting manipulators is the consideration of the interaction of the hydraulic and mechanical subsystems of the machine, leading to the need for their joint modeling from a mathematical point of view. This need is further exacerbated by the wide variety and large values of external forces arising during performing technological operations and which should be taken into account when designing and testing machines. Usually, there are periodic, alternating, shock, vibration and other loads that strongly influence the system characteristics and enhance the interaction effects between the two subsystems.

Scientific importance and novelty

A number of new mathematical models and methodologies have been developed in the dissertation, as well as existing ones are refined, which primary goal is to enable more complete and comprehensive research and development of competitive machines, taking into account the limited information, financial and technical resources. The mathematical models and tools developed mainly consider the following technical aspects: 1) Methods, approaches and concepts in the design and study of construction and material handling

manipulators; 2) Methods, approaches and concepts for kinematic and dynamic modeling of slewing mechanism and digging manipulator of construction and lifting manipulators; 3) A set of measures used to evaluate the functionality of construction and handling equipment; 4) Concepts and tools used for computer-aided design in the field of design and testing of construction and material handling manipulators; 5) Methods for synthesis of the work zone parameters and the geometric parameters of the digging manipulator links; 6) Ergonomic characteristics of the slewing mechanisms of construction manipulators and their evaluation according to the current standards; 7) Experimental methods and means for the study of construction and material handling manipulators.

Practical value and applicability

The mathematical models developed cover a wide range of technical aspects related to the machines under consideration. Their derivation uses formalized methods that can be used by engineers to develop new or modify existing models for testing machines with different or similar kinematic structures. The practical use of models in engineering practice is supported by the created CAD software tools. Some of the methodologies are successfully used by students in the bachelor's and master's degrees in mechanical engineering.

Approval of the results of the dissertation

A significant part of the achieved results in the dissertation is approved by printing in peer-reviewed Bulgarian and international journals and conferences, citations in peer-reviewed scientific journals and conferences, as well as participation in research projects.

Size of the dissertation

The dissertation has a total size of 532 pages, contains 8 chapters, 306 figures, 30 tables, 251 references, 174 of which are in Latin and 77 in Cyrillic. In conclusion, the contributions of the dissertation are defined. The numbers of figures, formulas, and tables in the abstract correspond to those of the dissertation.

B. SUMMARY OF THE DISSERTATION

CHAPTER 1. ANALYSIS OF THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH RE-LATED TO DIFFERENT ASPECTS OF THE DESIGN AND INVESTIGATION OF CON-STRUCTION AND LIFTING MANIPULATORS

1.1 Purpose and scope of the chapter

The main purpose of this chapter is to analyze the available literature and developments and to determine the state of the art of research related to the theory of design and study of construction and lifting manipulators.

1.8 The goal and tasks of the dissertation

The goal of this dissertation is formulated as a result of the analysis of the performed literature review, the results obtained by different authors and the need to improve the theoretical and practically applicable methods for analysis, synthesis and optimization of the various subsystems of construction and material handling manipulators.

GOAL OF THE DISSERTATION

To propose new ones and further develop the existing theoretical methods and practical methodologies for solving the specialized problems arising during the analysis, synthesis and optimization of the various subsystems of mobile and stationary construction and lifting manipulators.

Achieving the goal is accomplished by solving the following tasks, which define the scope of the dissertation:

• Development of a mathematical model of the slewing mechanism as a basis for the automation of the part of the duty cycle, which corresponds to the rotation of the platform and the related work equipment. Through a comparative analysis of the kinematic, force, and power characteristics of the slewing mechanism under different rotation laws, their advantages and disadvantages should be highlighted and different criteria should be defined and developed to satisfy the chosen platform rotation law. In addition, the possibilities for optimizing the rotation laws and the selection of optimum criteria-specific elements of the slewing mechanism should be explored;

• Development of a methodology for determining the kinematic characteristics of the operator's seat together with its joint rotation according to known laws of motion with the platform and evaluation according to existing standards of their influence on the operator's health and efficiency;

• Development and validation of a mathematical model of a hydraulically driven slewing mechanism, which takes into account the elasticity and presence of the gap in the transmission, as well as the elasticity of the work equipment in the horizontal direction. The model should allow the study of the bilateral interaction of the hydraulic and mechanical subsystems of the mechanism, as well as the vibrational behavior of the system caused by the various laws of rotation of the platform;

• Using a formalized approach to develop complex mathematical models of excavator work equipment of construction manipulators with different kinematic structures allowing solving the kinematics and inverse kinematics problems at the geometry, velocity and acceleration level, as well as solving the inverse dynamics problem. Models should consider the general case of the kinematic chain and the attachment of the work equipment to the rotating platform. On the basis of the kinematic model, a mathematical model should be created enabling the study of the load swinging during lifting and transport operations in the movement of the payload in a vertical straight line. In addition, on the basis of the geometric dependences obtained, a method of synthesis should be developed by optimizing the geometric parameters of the links of the work equipment, depending on the specified characteristics of the workspace;

• To develop and validate generalized mathematical models that allow the description of the dynamic behavior of multibody construction and lifting manipulators with rigid and free payload suspension, taking into account the maximum number of system factors. Since these facilities are controlled by manually or electromagnetically controlled hydraulic valves, a mathematical model should be developed to describe the joint dynamic behavior of the mechanical and hydraulic subsystems of the machinery, enabling the loading of the actuators to be investigated. Models should allow the simulation of the movement

of systems under the influence of various external loads;

• Expanding the range of measures used to evaluate the functional and technological capabilities of construction manipulators with a similar kinematic structure. This can be done by adapting existing ones and developing new quantitative measures and making it possible to evaluate the geometric, kinematic and power capabilities of the machines. Where the classical measures used in the comparative analysis of two or more machines show close values, the application of the additional set of measures will allow the individual characteristics of the designed machines to be expressed. In addition, additional measures should be able to be used as optimization criteria and allow for the synthesis of structures with predefined properties;

• Development of a practically applicable methodology for dynamic simulation of the movement of construction and lifting manipulators in a general-purpose program. Development of authoring programs working in Web environment: 1) to determine the static forces in the connections of the hydraulic excavator work equipment; 2) a virtual environment for simulating work and planning the placement of machines on site with earthmoving and transport machines.

CHAPTER 2. THE MATHEMATICAL MODEL OF THE SLEWING MECHANISM AS THE BASIS FOR AUTOMATION OF THE TRANSPORT OPERATIONS

2.1 Purpose and scope of this chapter

In this chapter, efforts are made to consider the possibility of treating the slewing mechanism as a controllable system, enabling the rotating platform to rotate according to predetermined laws, which should satisfy certain kinematic, force, power, etc. requirements. The management of the rotation law will allow the full or partial automation of the transport operations that are part of the excavator's entire duty cycle.

2.2 Criteria for choosing a law of motion of the rotating platform

The law of rotation of the rotating platform φ_{pl} (*t*) of hydraulic excavators and its kinematic characteristics (speeds, acceleration, duration of transients, etc.) when rotating at a certain angle during the transport process is determined mainly by the design and technical characteristics of the rotating mechanism. The law of rotation determines both the kinematic, force and power characteristics of the driving mechanism, including the primary engine of the machine, as well as the kinematic characteristics of the platform-mounted work equipment and some of the operator's ergonomic performance. Figure 2.2 shows the criteria that the law of rotation of the platform must satisfy.

2.3 Kinematic features of the laws for changing the angle of rotation of the platform From the particular kind of mathematical function of the law of rotation of the platform and its derivatives, the maximum values of the angular velocity, acceleration and the first derivative of acceleration can be determined. In this work, three common laws are considered, namely, linear law with parabolic segments, fifth-degree polynomial law and cycloidal law.

2.3.4 Comparison between different laws of platform rotation

For the purpose of comparing the kinematic characteristics of the three laws, in Figure 2.10 they are depicted in the time domain.



Fig.2.2 A set of criteria that should be met by the platform rotation law

For all three laws, the rotation time $t_f = 7$ s and the rotation angle $\varphi_{pl}^f = \pi$ are the same. The red lines depict the characteristics of the cycloidal law, the blue line represents the characteristics of the polynomial law, and the black line represents the characteristics of the linear law. As can be seen from Fig.2.10 b) and c) the minimum values of angular velocity and acceleration have a linear law, followed by a polynomial and cycloidal laws. Figure 2.10 d) shows that at the beginning and end of the time interval, the first acceleration derivative for the polynomial law has higher values than the cycloid law, but in the middle of the interval has a lower value. According to (2.28), the first acceleration derivative of a linear law has an infinitely large value at four points in time. 2.4 Force and power characteristics of the slewing mechanism

Knowledge of the analytical nature of platform rotation laws allows the determination of the power and power characteristics of the rotary mechanism and selected primary and secondary engines, as well as the dimensions of the hydraulic and mechanical system elements at the initial design stage. The inverse dynamics equation of the slewing mechanism, represented by a one-mass dynamic model with one degree of freedom, is compiled according to Newton's second law. It knows the law of changing angular acceleration, and it looks for the torque in the engine that implements it.

2.5 Comparison of force and power characteristics

To compare the force and power characteristics of the three considered laws, in Fig.2.17 a) and b) they are depicted in the time domain and in Fig.2.17 c) and d) are depicted as a function of the angle of rotation. For all three laws, the duration of rotation $t_f = 7$ s, the angle of rotation $\varphi_{pl}^f = \pi$, the static resistance moment $M_{pl}^{st} = 20kNm$ and the mass moment of inertia $(J_{pl} + J_{tr}^{red}) = 120.10^3 kgm^2$ are the same.

The red lines depict the characteristics of the cycloidal law, the blue line represents the characteristics of the polynomial law, and the black line represents the characteristics of the linear law. Fig.2.17 a), which shows the torques for the three laws, repeats the form of Fig.2.10 c) - angular acceleration, the lowest being the maximum torque at the trapezoidal law and the highest at the cycloidal law. The maximum power (Fig.2.17 b) is highest under the cycloidal law and at the linear and polynomial laws is approximately the same.



Fig.2.10 Rotation angle a), angular velocity b), angular acceleration c), and angular acceleration derivative d) represented in the time domain

2.6 Determination of rotation duration according to different criteria

The kinematic, force and power characteristics of the slewing mechanism obtained in the analytical form allow determining the characteristics of the laws of rotation of the platform in such a way that they satisfy the criteria specified in section 2.2, defined by specific numerical values.

Since the kinematic characteristics of the platform rotation law are directly dependent on the duration t_f of the platform rotation, setting certain maximum permissible values for the kinematic characteristics will lead to the determination of a value of tf that satisfies them. Each of the criteria will give one minimum allowable value of t_f , the highest of the values obtained will satisfy all the criteria, and this will be the minimum possible value t_f^{\min} of time for platform rotation.





time domain and torque c) and power d) represented as a function of the angle of rotation

2.7 Probabilistic approach to determining the characteristics of the slewing mechanism

2.7.1 Formalized model of the slewing mechanism

In general, the process of operation of the slewing mechanism is described by a law of operation that converts the input quantities into output characteristics:

$$\mathbf{y} = f(\mathbf{x}, \mathbf{v}, \mathbf{p}) \tag{2.90}$$

Setting multiple values of the input quantities and the probabilities of their occurrence will lead to a set of values of the output characteristics, which allows to perform statistical analysis of the results and make probabilistic conclusions about the behavior of the slewing mechanism and the possible limits of change of its output characteristics.

2.7.3 Probabilistic statistical simulation of the characteristics of the slewing mechanism

The torque is expressed by (2.59) and its maximum value is:

$$M_{pl}^{\max} = M_{pl}^{st} + (J_{pl} + J_{tr}^{red}) \frac{10\varphi_{pl}^{f}}{\sqrt{3}t_{f}^{2}}$$

Probabilistic and statistical character can be given to the static resistance torque, to the mass moment of inertia J_{pl} of the platform and to the angle of rotation φ_{pl}^{f} . Normal distributions are defined by their mathematical expectation μ and the standard deviation σ , while a uniform distribution is defined by its lower and upper bounds a and b. Since the maximum torgue value determines both the rotation time and the load on the entire kinematic chain and the pressure in the hydraulic system, a more detailed study of the results obtained the maximum torque for should be performed. The uncertainty in the results due to the uncertainty in the input data also extends to the minimum turnaround time t_{f} . If the input data from Table 2.1 and $\left\lceil M_{pl}^{\max} \right\rceil = 54 \, kNm$ are used, then the histogram of the t_f^{\min} has the form shown in Figure 2.26.

In order to fulfill the condition $M_{pl}^{\max} \leq [M_{pl}^{\max}]$, it is necessary to choose a rotation time t_f greater than t_f^{\min} , i.e. $t_f \geq t_f^{\min}$. If it is considered possible that the occurrence of

values exceeding the mean value $t_f^{\min} = 8 s$, then one of the percentiles shown in Table 2.5 should be used to select the rotation time value. For example, if the 95th percentile is used, then $t_f^{\min} = 9.04 s$.



2.8 Optimization of the force and power characteristics of the slewing mechanism 2.8.1 Optimization of the force characteristics

• For the polynomial and cycloidal laws

For polynomial and cycloidal laws, the duration of rotation t_f , given the inertial characteristics of the mechanical system and the value of the static resistance, is affected by the inverse of the quadratic dependence, and the angle of rotation is linear on the maximum torque. With a rotation angle set by the need of the technological process, the only way to reduce the maximum torque is by increasing the rotation duration t_f .

• For the linear law

The optimal value of t_f can be found depending on the duration of the transients. The objective function is:

$$t_f(\Delta t) \rightarrow \min$$
 (2.101)

which minimum has to be found using the following constraint:

$$0 < \Delta t \le \frac{t_f}{2} \tag{2.102}$$

The optimal value of Δt is:

$$\Delta t^* = \sqrt{\frac{\left(J_{pl} + J_{tr}^{red}\right)\varphi_{pl}^f}{\left(D_m \Delta p^{\max} i\eta_m^{hm} \eta_{red} - M_{pl}^{st}\right)}}$$
(2.107)

2.8.2 Power optimization for platform propulsion

• For the polynomial and cycloidal laws

Similarly to the torque, when the parameter values are set, the maximum power value is determined solely by the rotation duration.

• For the linear law

The maximum power can be minimized by appropriately selecting the value of the duration Δt of the start and brake periods. Expression (2.113) is the objective function

$$P_{pl}^{\max}\left(\Delta t\right) \to \min \tag{2.114}$$

which minimum has to be found using the following constraint:

$$0 < \Delta t \le t_f / 2 \tag{2.115}$$

The optimal value of Δt^* at which the maximum power is minimized is the solution of the following cubic equation:

$$M_{pl}^{st}\Delta t^{3} - M_{plc}^{st}t_{f}\Delta t^{2} - 3\varphi_{pl}^{f}\left(J_{pl} + J_{tr}^{red}\right)\Delta t + \varphi_{pl}^{f}\left(J_{pl} + J_{tr}^{red}\right)t_{f} = 0$$
(2.117)

2.9 Optimal selection of hydraulic motor and gearbox

The hydraulic motor, gearbox and the slewing bearing are standardized purchase products with certain characteristics, so many options are available to combine them to provide the necessary kinematic characteristics of the rotary mechanism. Considering that the hydraulic excavator is a mobile machine, one suitable criterion, in this case, is the total mass of the hydraulic motor, gearbox, slewing bearing and the small gear to be minimal. There is a nonlinear optimization problem whose objective function is the total mass of the unit:

$$m = m_{hm} + m_r + m_v + m_m \rightarrow min \tag{2.119}$$

The constraints in the optimization problem are formulated by the necessity for realization by the mechanism of rotation of force and kinematic characteristics given by the law of rotation of the platform. In the present work, a modification of the Monte Carlo method is used to solve the problem.

2.10 Conclusions

The studies carried out in this chapter allow the following conclusions to be drawn:

1. The mathematical models of the laws for the rotation of the platform of the hydraulic excavator allow the determination of the kinematic, force and power characteristics of the rotating mechanism and the rotating platform, as well as the determination of their extreme values;

2. The defined kinematic, force, power and ergonomic criteria allow the choice of the type of the law of rotation of the platform and its defining parameters;

3. The comparative analysis between the considered laws shows that under the same other conditions: a) The linear law followed by the minimum values of angular velocity and acceleration, followed by the polynomial and cycloid laws; b) At the beginning and end of the time interval, the first acceleration derivative for the polynomial law has higher values than the cycloidal law, but in the middle of the interval it has a lower value. Similar are the results when presenting the characteristics as a function of the angle of rotation and in the phase plane;

4. The development of a model of inverse dynamics of the rotating platform allows determining the force and power characteristics of the rotating mechanism. Comparative analysis of the obtained torque and power expressions for the three laws shows that: 1) The lowest is the maximum torque at the trapezoidal law and the highest is for the cycloidal law; 2) The maximum power is highest under cycloidal law, and with linear and polynomial laws it has approximately the same value.

5. The analytical expressions obtained can determine the rotation time to satisfy the various criteria defined by the maximum permissible values of angular velocity, acceleration and acceleration derivative, as well as maximum permissible values of the torque and power;

6. The probabilistic approach to determining the characteristics of the mechanism of

rotation makes it possible, by using numerical Monte Carlo experiments, to determine the statistical characteristics of the mechanism characteristics. This approach allows the sizing and selection of the elements to be performed on a probabilistic basis when estimating the probability of a load with a certain value. The study of the sensitivity of the system to the variation of parameters allows to identify the parameters that most strongly affect the output characteristics;

7. The optimization of the force and power characteristics leads to the determination of the characteristics of the laws in which the torque and power have minimum values.

The optimization of the power characteristics shows that: 1) For polynomial and cycloidal laws with given values of the other parameters, increasing the rotation duration is the only way to reduce the maximum torque; 2) In linear law with parabolic segments, it is found that at a given rotation angle, the maximum torque depends on the duration of rotation and the duration of the transition period. Using the obtained mathematical dependence, the maximum value of the maximum torque and the duration of the rotation gives the optimal value of the duration of the transitional periods.

The optimization of the power characteristics shows that: 1) Similarly to the torque, the maximum power in the polynomial and cycloidal laws depends only on the duration of the rotation - its increase leads to a decrease in the maximum power; 2) In linear law with parabolic segments, it is found that at a given rotation angle, the maximum power depends on the duration of rotation and the duration of the transition period. Solving the optimization problem for minimizing the maximum power leads to a cubic equation whose root (chosen with respect to the given constraint) is the optimal duration of the transition periods.

8. Through the defined optimization task for selecting components of the slewing mechanism, it is possible to select a hydraulic motor, gearbox, small gear and a slewing bearing so that the mass (or other objective function) of the whole assembly is minimized, which is supported by the fact that the hydraulic excavator is a mobile machine. Although the Monte Carlo method is stochastic, the optimal combination can be determined by randomly selecting the number of components from the list and calculating the value of the objective function, by separating combinations that satisfy the imposed constraints. An additional advantage is that there are many suboptimal solutions, which greatly expands the number of possible alternative design solutions when designing the rotating mechanism.

CHAPTER 3. ERGONOMIC CRITERIA DETERMINING THE CHARACTERISTICS OF THE SLEWING MECHANISM

3.1 Purpose and scope of the chapter

The purpose of this chapter is to evaluate the influence of the type and characteristics of the platform rotation law on the kinematic characteristics of the operator's seat - linear velocity, acceleration and the first acceleration derivative, as well as to evaluate the vibrational impact of periodic rotation of the platform when performing technological processes. Comparison of the values of kinematic characteristics with the rated ones in the standards will allow determining the characteristics of the law of rotation in terms of the ergonomic criteria defined in Chapter 2. 3.2 Kinematic characteristics affecting the efficiency and health of the operator

The degree of impact of different kinematic characteristics when rotating the seat together with the platform has a different effect on the operator's health and health. The main effects are as follows: 1) Linear speed; 2) Linear acceleration; 3) The first derivative of the linear acceleration. Taking into account the fact that in the most cases the rotation time of the rotating platform is about 50% of the entire working cycle (but may reach 75%), the vibration operator's exposure caused by the rotation of the platform should be taken into account.

3.3 Determination of the kinematic characteristics of the operator's seat law of motion

3.3.1 Law of motion of the operator's seat

The law of rotation of the platform $\varphi_{pl}(t)$ and the radius *r* of the seat position relative to the axis of rotation of the platform completely determine the kinematic characteristics of the movement of the seat of the operator. The size of each of the kinematic characteristics (3.2) ÷ (3.4) and (3.5) ÷ (3.7) is independent of the coordinate system and is determined as a norm of the corresponding vector:

$$v_{op} = r\dot{\phi}_{pl} \tag{3.9}$$

$$a_{op} = r\sqrt{\dot{\phi}_{pl}^4 + \ddot{\phi}_{pl}^2}$$
(3.10)

$$\dot{y}_{op} = r \sqrt{\dot{\phi}_{pl}^{6} + 9 \dot{\phi}_{pl}^{2} \ddot{\phi}_{pl}^{2} - 2 \dot{\phi}_{pl}^{3} \ddot{\phi}_{pl} + \ddot{\phi}_{pl}^{2}}$$
(3.11)

3.3.2 Kinematic characteristics of the laws of motion of the **operator's** seat

The obtained analytical form $(3.9) \div (3.11)$ of the laws of motion of the seat allows the determination of the following kinematic characteristics:

a) Maximum values of speed v_{op}^{\max} , acceleration a_{op}^{\max} and the first derivative of acceleration j_{op}^{\max} of the seat; (b) Root mean values of the derivatives of the seat motion law in the time interval considered; (c) Normal a_n and tangential a_t acceleration of the operator's seat, their root mean square values and their ratio *S*, which are necessary to estimate the operator's inertial and vibration loads according to the standards; d) Crest factor (also called peak factor), which is the ratio of the maximum value of the acceleration to its mean square value. In addition to characterizing the vibration, it is also used to evaluate the possibility of applying the methodology for estimating the vibration load of the operator according to ISO 2631-1: 199.

3.5 Comparison of the kinematic characteristics of the seat under different laws

In order to compare the kinematic characteristics of the seat under the various laws of platform rotation, a series of graphs of the linear velocity of the operator's seat, linear acceleration and the first acceleration derivative at $t_f = 6$ s and r = 0.8 m are shown in Fig.3.7. cycloidal (blue graphs), polynomial (red graphs) and linear law with parabolic segments (black graphs) laws.

The rotation angle change interval is $\varphi_{pl}^f = [0 \div \pi]$ with step π / 10. The two highest graphs (blue, red and black) correspond to the rotation angle π , the rest are plotted with the indicated step. Fig. 3.7a) shows the velocity graphs for the different laws, Fig. 3.7b) - acceleration graphs;



considered laws of motion

Fig. 3.7c) the graphs of the first acceleration derivative. As can be seen from the graphs, for all three characteristics the cycloidal law has the highest values, followed by the polynomial and linear laws. Linear law has the lowest values of kinematic characteristics, although they change abruptly, which is a prerequisite for difficulties in implementing the law of rotation through an automatic control system.

3.6.1 Basics of the vibration determination procedure acting on the operator in a seated position according to ISO 2631 - 1: 1997

The root mean square value of the frequency-weighted vibration acceleration is obtained by multiplying the measured acceleration values in 1/3 octave bands by the corresponding correction coefficients with subsequent addition:

$$a_{w} = \sqrt{\sum_{i} \left(w_{i}a_{i}\right)^{2}} \tag{3.68}$$

where w_i is the correction factor for the *i*-th 1/3 octave bandwidth, and a_i is the squared value of the vibration acceleration in the *i*-th 1/3 - octave bandwidth.

3.6.2. Assessment of the impact of vibration on the health of a seated operator according to ISO 2631-1: 1997

For an operator without pathologies and working in sitting position, the major health risk arises from the mechanical loading of the lumbar vertebrae and associated nerve endings. Prolonged mechanical stresses can lead to the development of degenerative processes in the lumbar region, as well as negatively affect other organs. Such degenerative changes occur after many years of adverse work. In assessing the health effects of a sitting operator, the root mean sqaure values of the frequency-weighted vibration acceleration are determined for the *x* and *y* axes.



Fig.3.9 Frequency weighing functions according to ISO 2631-1: 1997

The assessment of the effect of vibration on the health of the operator is carried out separately for each of the directions, whereby the vibration acceleration acting on the operator is determined by the greater of the two values:

$$a_{w} = \max\left(1.4a_{w}^{x}, 1.4a_{w}^{y}\right) \tag{3.70}$$

In (3.70) an additional correction coefficient is used whose value for the directions x and y is 1.4.

If the values of vibration acceleration in both directions are comparable, then the value of the full acceleration should be used to evaluate the effect of vibration acceleration:

$$a_{w} = 1.4\sqrt{\left(a_{w}^{x}\right)^{2} + \left(a_{w}^{y}\right)^{2}}$$
(3.71)

3.6.5 Assessment of the degree of impact of vibration caused by platform rotation according to ISO 2631-1: 1997

The rotation of the platform at a certain angle during performing transport or technological operations is cyclic due to the rotation of the platform for unloading in the vehicle for time tf and the subsequent rotation of the platform to its original position for the same time. In this case, the linear acceleration of the operator's seat may be considered to be vibrational with a frequency of change in acceleration of $1/t_f$. Using the results of the frequency analysis of the full linear acceleration, the theoretical acceleration function can be approximated with sufficient accuracy by the following trigonometric function:

$$a_{op}^{approx} = \sum_{i=1}^{5} A_i \cos(2\pi f_i t)$$
(3.78)

The resulting frequency components of the linear acceleration make it possible to determine, by using dependence (3.68), the magnitude of the frequency-weighted vibration acceleration:

$$a_{w} = k \sqrt{\sum_{i=2}^{5} \left(W_{d}^{f_{i}} A_{i}^{rms} \right)^{2}}$$
(3.79)

where $W_d^{f_i}$ is the frequency-weighting coefficient W_d (determined from fig.3.9) for frequency f_i .

3.6.6. Comparison of the amplitude-frequency spectra for different laws

Fig.3.16 shows graphically the amplitude - frequency spectra of the polynomial, cycloydal and linear laws determined under the same motion conditions - the same angle of rotation at the same time. The analysis of the presented results shows that in all presented cases the amplitudes A_0 (of the constant component) and A_2 (of the fundamental frequency) are highest for the cycloidal law, followed by polynomial and linear laws. The amplitudes of the remaining harmonics are highest for the linear law, followed by polynomial and cycloidal laws. Fig.3.16 also shows (in the upper right corner) the values of the equivalent acceleration law calculated for each case. Despite the higher values of the fundamental harmonic amplitude for the cycloidal and polynomial laws, the average corrected acceleration for the linear law is significantly higher than the other two laws in the first two cases and equally in the third case. The main reason for this is the higher values of the frequency weighting coefficients for the higher frequencies, which have higher amplitudes at linear law.





3.6.8 Determination of the rotation time according to the value of the allowable equivalent acceleration

In Fig.3.17 b) for the polynomial law of rotation are shown the graphs of the equivalent frequency-weighted acceleration a_w determined by (3.79) for values of t_f in the interval 0.5 s ÷ 10 s and angles of rotation φ_{pl}^f of the platform in the interval 30° ÷ 180°. Since it is impossible to represent a_w as a function of t_f in explicit form, the numerical values are obtained by decomposing the polynomial law in Fourier order with different combinations of parameter values and subsequent calculations according to (3.79). 3.7 Conclusions

The studies performed to determine the ergonomic criteria that determine the characteristics of the rotating mechanism allow us to draw the following conclusions:

1. The different kinematic characteristics of the operator's seat when rotated together with the platform and their impact on the operator's efficiency and health are discussed;

2. The kinematic characteristics of the operator's seat are a function of the law of rotation of the platform, its derivatives and the radius of the position of the seat relative to the other rotation of the platform. General expressions for projections on the axes of the fixed and movable coordinate systems of the kinematic characteristics of the seat are given, as well as expressions for their magnitudes;



Fig.3.17 Equivalent frequency weighted acceleration for different angles of rotation and different duration of rotation

3. The analytical expressions obtained are suitable for determining the kinematic characteristics of the seat for the three laws considered. Additionally, the root mean square and maximum values of the kinematic characteristics can be determined. A comparative analysis of the kinematic characteristics of the laws shows that for all three characteristics (linear velocity, acceleration, and the first acceleration derivative), the cycloidal law has the highest values, followed by a polynomial and linear laws;

4. The main issues of the procedure for determining the vibration acting on the operator in a seated position according to ISO 2631-1: 1997 are discussed. The standardized methodology for assessing the impact of vibration on the health of a sitting operator and the impact of motion sickness is analyzed;

5. According to ISO 2631-1: 1997, a methodology for estimating the degree of impact on the operator of the vibration caused by the rotation of the platform is proposed. The procedure is based on obtaining the amplitude-frequency spectrum of the obtained laws for changing the linear acceleration of the seat by Fourier series decomposition. The analysis of the obtained amplitude-frequency spectra shows that the acceleration contains many harmonics, of which the largest are the amplitudes:

• Zero frequency representing the offset of the acceleration graph upwards beyond the zero line;

• With a fundamental frequency equal to 1 / *t*_f generated by the rotation period;

• Harmonics with a frequency multiple of the fundamental frequency;

6. Comparative analysis of the amplitude-frequency spectra at different laws shows that the amplitudes of the constant component and the fundamental frequency are highest in cycloidal acceleration, followed by a polynomial and linear laws. The amplitudes of the remaining harmonics are highest at linear law, followed by a polynomial and cycloidal laws. Despite the higher values of the fundamental harmonic amplitude for the cycloid and polynomial laws, the average weighted acceleration for the linear law is significantly higher than the other two laws in the first two cases considered and equally in the third case. The main reason for this is the higher values of the frequency weighting coefficients for the higher frequencies, which have higher amplitudes at linear law.

The results obtained show that in determining the equivalent corrected acceleration, not only the fundamental frequency determined by the rotation time to the given angle but also the frequency of harmonics which is a multiple of the fundamental frequency, should be taken into account. They are of higher frequency and lower amplitude, but according to the weighting function, their effect on the operator cannot be neglected and should be taken into account.

7. Dependencies have been obtained to determine the rotation duration according to the set maximum permissible linear speeds, acceleration and the first acceleration derivative acting on the operator;

8. Graphics are drawn to determine the rotation time according to the value of the allowable equivalent acceleration. The rotation duration values obtained were found to be much smaller than the times determined by the other criteria (see Chapter 2), which is why it cannot be determinative for the rotation duration of the platform. For this reason, it is recommended that with other criteria defined by the other criteria, the rotational speed, the equivalent frequency-weighted acceleration, the estimates of the degree of comfort and the effect of vibration on the occurrence of motion sickness should be verified according to the methodology given.

CHAPTER 4. THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE DY-NAMICS OF THE HYDROMECHANICAL SYSTEM OF THE SLEWING MECHANISM

4.1 Purpose and scope of the chapter

The purpose of this chapter is to develop and investigate a dynamic model that takes into account the joint operation of the mechanical and hydraulic subsystems of the slewing mechanism, allowing the determination of the dynamic loads in the elements of the kinematic chain during the transition periods, the determination of the natural frequencies and vectors, as well as other features that give a more complete picture of the behavior of the real system when moving under the laws of platform rotation studied in Chapter 2. 4.2 Mathematical model of the mechanical subsystem of a slewing mechanism

4.2.1 A dynamic model with three degrees of freedom

In the proposed dynamic model, the first link (Fig.4.1, pos.1) is an equivalent rotary link whose mass moment of inertia is equal to the sum of the mass inertia moments of the motor, gearbox and small gear reduced to the platform axis of rotation.

The second link (pos.2) represents the rotating platform considered as a rigid body, and the third link (pos.3) represents the work equipment represented as a rigid unit rotating about its point of attachment to the platform.

Each of the links is characterized by its geometric and inertial parameters. According to Fig. 4.1, the rotation of the first link is determined by the generalized coordinate φ_1 measured with respect to the axis x_0 of the fixed Cartesian coordinate system $x_0y_0z_0$, located in the horizontal plane, and its reduced mass moment of inertia with respect to the axis of rotation of the platform is J_1 .



Fig.4.1 Dynamic model with three degrees of freedom

The rotation of the second link is defined by the generalized coordinate φ_2 , which is also measured with respect to the x_0 axis of the fixed Cartesian coordinate system $x_0y_0z_0$, and its mass moment of inertia is J_2 . The rotation of the third link in the horizontal plane is defined by the generalized coordinate φ_3 measured with respect to the x_2 axis of the fixed Cartesian coordinate system $x_2y_2z_2$ connected to link 2.

4.2.2 Differential equations describing the motion of the mechanical system

The differential equations describing the motion of the system are derived by using Lagrange equations of second kind. Using the expressions obtained for the kinetic (4.16), potential (4.17) and dissipative (4.24) energies of the system and performing the necessary mathematical operations in (4.1), the system of differential equations describing the motion of the mechanical system is represented as:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} + \mathbf{V}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{Q}$$
(4.25)

When the rotation of the platform and the change of the digging manipulator range are combined when performing transport operations, it should be taken into account that the position of the center of gravity and the mass moment of inertia of the work equipment relative to the axis of rotation of the platform are variable. This is taken into account when expressing kinetic energy: L_x^C is replaced by $L_x^C(t)$ in (4.10) and J_3 - by $J_3(t)$ in (4.15). 4.2.3. Determination of the coordinates of the center of gravity and mass moment of inertia of the work equipment

The location of the center of gravity of the link 3, given by the distance L_x^c , as well as mass moment of inertia J_3 with respect to the vertical axis passing through its center of gravity, are a function of the relative position of the links of the work equipment. Figure 4.2 shows the geometric dimensions of the units L_1 and L_2 , as well as the relative angles,

and by which their relative position is determined.



Fig.4.2 A scheme for determining the center of gravity of the work equipment

A fixed coordinate system x_0Oy_0 whose x axis is horizontal is located in the p.O (i.e. O_3 in Figure 4.1). The coordinates of the centers of gravity in the fixed coordinate system are expressed by transformation matrices ${}^{i}_{i}T(\alpha, a_x, a_y)$ of the form (4.9).

4.2.4 Modal analysis of the system

The well-known analytical form of the matrices M(q) and C allows us to determine the frequency of the system's natural oscillations and eigenvectors. For this purpose, the inertial matrix, which is a function of φ_3 , is linearized in the vicinity of the equilibrium position of link 3.

The dynamic matrix of the system has the form:

$$\mathbf{H} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \tag{4.44}$$

and its characteristic polynomial is:

$$f(\lambda) = \det(\mathbf{H} - \lambda \mathbf{I}) \tag{4.45}$$

where I is an identity matrix. The natural frequencies are determined by the roots of the characteristic equation. Because the system is semi-defined, one of its own frequencies is zero and corresponds to the global movement of the system. Also, the presence of a zero natural frequency is a sign of neutral stability of the system.

4.4. Mathematical model of the slewing mechanism with three degrees of freedom taking into account the mechanical and hydraulic subsystems

After neglecting the flow through the overflow valves and inserting the new variables:

 $\varphi_1 = x_1$, $\dot{\varphi}_1 = x_2$, $\varphi_2 = x_3$, $\dot{\varphi}_2 = x_4$, $\varphi_3 = x_5$, $\dot{\varphi}_3 = x_6$, $p_1 = x_7$, $p_2 = x_8$, $\dot{x}_1 = x_2$, $\dot{x}_3 = x_4$ **n** $\dot{x}_5 = x_6$, the system of linear differential equations of the eight order is represented in the state space as (4.165).

4.5. Automatic control system with PID controller

In order to determine the operability of the developed dynamic models, a control system for the control of the feedback mechanism with a proportional-integral-derivative controller, designed to track the reference motion, defined by the laws discussed in Chapter 2.

The control effect (the pump volume control parameter) is computed by the current error e(t), the derivative of the error and the error integral:

$$u(t) = k_p e(t) + k_d \frac{de(t)}{dt} + k_i \int e(t) dt \qquad (4.166)$$

where the error is computed as the difference between the angular velocity of the reference motion of the platform $\omega_{pl}^{ref}(t)$ and the current angular velocity of the platform $\omega_{pl}(t)$:

$$e(t) = \omega_{pl}^{ref}(t) - \omega_{pl}(t)$$
(4.167)

and by k_p , $k_d \mathbf{u} k_i$ have denoted the parameters for the proportional, derivative and integral components.

4.6. Numerical studies of the characteristics of the hydromechanical system 4.6.2. Numerical solution of the equations of motion of the three DOF model

Figure 4.26 shows the results of the numerical solution for the linear law of rotation of the platform. The angular velocities $\dot{\varphi}_1$ and $\dot{\varphi}_2$ of the links 1 and 2 (Fig. 4.26 a) have a damping oscillatory nature, which results in the occurrence of variable torque in the elastic joint 1 (Fig. 4.26 e). Angular rotation φ_3 (Fig. 4.26 b) is also vibratory, with oscillations following the trend of angular acceleration of the platform. The linear acceleration of the seat of the operator (Fig. 4.26 f), like the other characteristics, is also oscillatory in nature and at the initial moment reaches values exceeding several times the reference value of

the acceleration. Fig.4.26 f) shows the difference $\omega_{pl}^{ref} - \omega_{pl}$ between the programmed and the real angular velocities. Figure 4.28 shows the results of the numerical solution of the system of equations with the PID controller in linear law. The maximum difference between programmatic and real angular velocities (Fig. 4.28 a) decreased about 3 times compared to the case without PID controller. In Fig.4.28 b), the pressures are shown, and in Fig.4.28 c), the torque in the elastic element between links 1 and 2. It is evident from both figures that the vibrational nature of the characteristics is preserved, but the amplitudes of the oscillations are in smaller, and also decays faster.





Fig.4.28 Characteristics of the hydromechanical system with PID controller

4.7. Model of the hydromechanical system for 3DOF slewing mechanism with gap 4.7.1. Modeling of the gap in the kinematic chain

Angular clearances in the kinematic chain of the rotary mechanism occur mainly in the gears, but also in the clutches, the keyway and the spline connections. Fig.4.29 shows a fragment of the dynamic model of Fig. 4.1, which shows the position of the total reduced angular gap δ .



Fig.4.29 Fragment of the dynamic model including the total reduced angular gap

In order to account for the presence of a gap in the mathematical model, the torque T_c in the elastic element between links 1 and 2 should be explicitly introduced into the equations of motion (4.54). Using (4.173) for the modified differential equations is obtained

$$\ddot{\varphi}_{1} = \frac{M_{1} - T_{c}}{J_{1}} \tag{4.174}$$

and

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{J_3 A + m_3 L_x^C \left(L_x T_3 + L_x^C A \right)}{B} \tag{4.175}$$

$$\ddot{\varphi}_{3} = -\frac{T_{3}\left(m_{3}\left(L_{x}^{2} + L_{y}^{2}\right) + J_{2}\right) + J_{3}A + m_{3}\left(L_{x}^{C}\right)^{2}A + m_{3}L_{x}^{C}L_{x}A}{B}$$
(4.176)

where

$$B = J_2 \left(J_3 + m_3 \left(L_x^C \right)^2 \right) + m_3 \left(J_3 \left(L_x^2 + L_y^2 \right) + m_3 \left(L_x^C \right)^2 L_y^2 \right).$$

 $A = M_2 + T_2 + T_3$

The torque T_c has the form:

$$T_{c} = \begin{cases} c_{1} \left(\Delta \varphi - \delta / 2 \right) + b_{1} \Delta \dot{\varphi}, & \text{if } \Delta \varphi \geq \delta / 2 \\ c_{1} \left(\Delta \varphi + \delta / 2 \right) + b_{1} \Delta \dot{\varphi}, & \text{if } \Delta \varphi \leq -\delta / 2 \\ 0 & \text{if } \left| \Delta \varphi \right| < \delta / 2 \end{cases}$$

$$(4.177)$$

where $\Delta \varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ is $\Delta \dot{\varphi} = \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2$. 4.8. Experimental study of a hydraulically driven slewing mechanism 4.8.3. Validation of the mathematical model

Validation of the mathematical model was carried out by comparing the experimental **data obtained from the study of the** "Lifting **manipulator**" **experim**ental setup with the results of the numerical solutions of the one DOF dynamic model described by the equations (4.132). In Fig. 4.39, position 1 shows the experimentally obtained and shown in Fig. 4.35 in the time interval [16 \div 26.5] s graph of the velocity of a point on the arm of the manipulator.



Fig.4.39 Velocity of the characteristic point of the digging manipulator: 1 – experimental results, 2- mathematical model

In Fig. 4.39, position 2 shows the velocity plot of the same point obtained from the numerical solution of (4.132) using the values of the parameters of the real-life system. There is a good degree of coincidence between the two graphs. The main difference is in the larger peak of the experimentally measured velocity at the initial moment - the difference is within 25% of the theoretical velocity. Also, the decay of the theoretical curve 2 is faster than the experimental curve 1. Another feature is that the theoretical curve has a harmonic character, in contrast to the already observed polyharmonic character of the experimental curve.

4.9. Conclusions

The results achieved in this chapter allow us to draw the following conclusions that will help to develop new and refine existing designs of hydraulic excavator mechanisms:

1. The numerical and experimental studies performed show that the developed mathematical model of the slewing mechanism, taking into account the elasticity of the work equipment in horizontal direction, adequately describes the dynamic behavior of the mechanism within the accepted conceptual assumptions and can be used to study the processes in joint operating mechanical and hydraulic subsystems of the mechanism. The dependences obtained in the analytical form for the location of the center of gravity and the mass moment of inertia of the work equipment as a function of the relative angles of rotation of the units allow to study the processes in the variable range of the work equipment;

2. Analytical expressions for the natural frequencies and eigenvectors obtained by the linearized model of the slewing mechanism are used to analyze the vibrational behavior of the system and can serve to synthesize a system with preset properties;

3. Mathematical models of the hydraulic subsystem are derived for the following cases: 1) Open hydraulic system controlled by a hydraulic distributor; 2) Closed hydrostatic transmission with a constant volume of the hydraulic pump; 3) Closed hydrostatic transmission with hydraulic pump displacement control.

The numerical studies performed on the system, controlled by the direction control valve, allow us to draw the following conclusions:

• The pressures in the hydraulic motor chambers are variable. In the interval of constant movement of the platform, the pressure in both chambers is oscillatory due to the elasticity of the working fluid and elements of the hydraulic system, and these fluctuations are causing fluctuations in angular velocity over the same period of time. The acceleration transition time is about 0.02 s;

• The angular velocity diagram has three distinct periods - the acceleration period of the platform, the period of steady motion and the period of stopping in the interval. During the acceleration period, the velocity increase is nonlinear, which contradicts the assumption of constant angular acceleration in the classical methodology for sizing slewing mechanism. The period of steady motion is characterized by a low-frequency oscillation of the angular velocity around its determined value, and during the stopping period, the angular acceleration decreases to zero, and during the braking period, the angular acceleration has a relatively constant value that is greater than the maximum value of the acceleration during the starting period. The change of the angular acceleration derivative shows that at the beginning of the start and the beginning of the braking periods, the values are very high,

i.e. the dynamic process has an impact behavior.

• The torque value increases very quickly to its maximum value, after which it decreases during the acceleration period and during the period of steady motion its value fluctuates around the value of the resistance torque in the supporting-torque circuit. During the braking period, the torque is constant and has a decelerating character caused by the throttling of the fluid through the overflow valve. Power peaks during the acceleration period and then decreases to the required value to overcome the resistance in the supporting slewing bearing during the period of steady motion.

• The kinematic characteristics of the system are highly dependent on the current range of work equipment that determines the inertial characteristics of the rotating platform. The general trend observed in increasing the reduced mass moment of inertia is a decrease in the starting and braking angular accelerations of the platform, as well as in the root mean square value of the operator's seat vibration and the vibration dose, while the acceleration and braking times increase approximately linearly. 3.2. For the hydraulic system with a volume control of the pump

The numerical solutions of the equations made under the polynomial law of the reference motion of the platform performed and analyzed show that the following conclusions can be drawn:

• Pressure change laws follow the law of change in the angular acceleration of the reference motion while being oscillatory due mainly to fluid elasticity. The difference between the speed of the reference motion and the realized angular velocity is also oscillatory and is many times smaller than the values of angular velocities;

• The average value of the linear acceleration of the operator's seat follows the acceleration of the reference motion. Due to the oscillatory nature of the acceleration, there are large deviations from the desired reference motion, especially at the beginning of the start and end of the brake sections;

• Increasing the mass moment of inertia of the work equipment when changing its range leads to an increase in the pressures in both chambers due to an increase in inertial loads. Also, increasing the moment of inertia leads to an increase in the amplitude of the vibrating component of the pressures and to a decrease in the frequency of oscillations;

• With a certain value of the mass moment of inertia of the work equipment, it is possible to activate the overflow valve. In this case, the real angular velocity of the platform is lower than the angular velocity of the program motion during the start-up period, as part of the flow of the pump passes through the overflow valve. As a result, the oscillatory nature of the angular acceleration of the platform and the linear acceleration of the operator's seat during the acceleration period are observed;

• Investigation of the influence of the value of the reduced modulus of volumetric deformation on the angular velocity of rotation of the platform shows that as its value decreases, the amplitude of the oscillations of the pressure increases and their frequency decreases, but nevertheless the values of the pressure are close to these values determined by the acceleration of the program traffic. It is also found that the differences between the actual angular velocity and the angular velocity of program motion are within acceptable limits;

• The analysis of the dynamic behavior of the system with the linear law of the reference motion of the platform allows to draw similar conclusions as with the polynomial law,

but with the peculiarity that there are significantly greater oscillations in all characteristics of the system. The angular velocity differences in the steady-state section reach 6%, and the peak values of the linear acceleration of the operator exceed about three values of programmatic motion.

• Studies of the system's dynamic behavior when using a PID controller show that, by proper selection of the coefficients of the proportional, differential and integral components, it is possible to reduce and completely eliminate the oscillations in the system's characteristics. For the numerical experiment performed, it was found that the maximum difference between the angular velocity of program motion and the real angular velocity of the platform decreased about three times as compared to the case without the use of a PID controller. A similar conclusion can be drawn about the linear acceleration of the operator's seat.

4. Numerical studies using the created mathematical model of the slewing mechanism with the gap show that the gap increases the dynamic loads in the elements of the slewing mechanism, with the used numerical values of the parameters it is found that the dynamic coefficient reaches up to 28%. The combination of the dynamic stresses caused by the elasticity of the mechanism members and the gap can lead to a number of negative effects such as destruction of the elements, shortening their lifecycle, and overall reducing the reliability of the slewing mechanism and the excavator as a whole.

5. An experimental study of the characteristics of a two-stand slewing mechanism available in the laboratories of the Department of Logistics Engineering, Material Handling and Construction machines shows the following facts:

• The velocity graph is trapezoidal, i.e. one can clearly distinguish between acceleration periods with linear velocity increases, a period of steady motion with a constant velocity, and a period of deceleration when linear velocity declines. The velocity is oscillatory in the period of steady motion, the oscillations being reduced due to damping in the system. The type of oscillation indicates that there is a polyharmonic oscillation due to the elasticity of the hydraulic system and the multistage mechanical structure. The graph of freely damping oscillations shows that there is an exponentially decreasing oscillation, which confirms the assumption of viscous damping in the system;

• The comparison of the experimental data from the lifting manipulator test with the numerical solution results of the validation of the mathematical model shows that there is a good degree of agreement between the velocity results. The main difference is in the larger peak of the experimentally measured velocity at the initial moment - the difference is within 25% of the theoretical velocity. Also, the decaying of the theoretical curve is faster than the experimental one. Another feature is that the theoretical curve has a harmonic character, unlike the already observed polyharmonic nature of the experimental curve. A comparison of the experimental and theoretical pressure graphs shows that the theoretical model gives a significantly higher peak (up to 5 MPa) at the start than the experimentally measured value, and the duration of the actual starting process is higher than the theoretical value. In the established mode, the degree of coincidence of the two curves is very high. The difference between the two starting processes can be explained by inaccuracies in determining the values of the parameters of the mechanical and hydraulic systems, as well as the approximate nature of the mathematical model.

CHAPTER 5. KINEMATIC ANALYSIS AND INVERSE DYNAMICS ANALYSIS OF DIGGING MANIPULATOR OF HYDRAULIC EXCAVATORS

5.1. Purpose and scope of the chapter

The purpose of this chapter is to develop functional dependencies that relate the characteristics of the workspace (at the geometry, velocity, and acceleration levels) to the characteristics of the driving mechanism space and to solve, through these dependencies, certain tasks commonly encountered in the design and study of hydraulic excavators and other construction manipulators with similar kinematic structure.

5.2. Geometric analysis of a hydraulic excavator with kinematic structure **R** |-**R**|| **R**|| **R**

In the geometric analysis of the hydraulic excavator under consideration, the following three types of coordinate spaces can be defined:

1) The space of the coordinates of the driving mechanisms, consisting of the angle φ of rotation of the shaft of the hydraulic motor of the platform slewing mechanism and the lengths S_1 , S_2 and S_3 of the hydraulic cylinders driving the links of the work equipment; 2) Space of the joint coordinates consisting of the rotation angle of the platform θ_1 and the rotation angles θ_2 , θ_3 and θ_4 of the links of the work equipment; 3) Cartesian workspace in which are defined the coordinates (xO_4 , yO_4 , zO_4) – the Cartesian coordinates of a characteristic point of the working tool (denoted by O_4) and the angles that determine the orientation of the working tool α_k , β_k , and γ_k in relation to the global coordinate system. Figure 5.2 shows a diagram of the task of geometric analysis of the hydraulic excavator work equipment.



Fig.5.2 Diagram of the task of geometric analysis of the hydraulic excavator work equipment

For the forward task of geometric analysis, the coordinates of the actuators are known, and the Cartesian coordinates of a characteristic point of the working body and its orientation with respect to the global coordinate system are need to be determined, i.e. the following relation:

$$(xO_4, yO_4, zO_4, \alpha_k, \beta_k, \gamma_k) = f(\varphi, S_1, S_2, S_3)$$
 (5.1)

For the inverse task, the position and orientation of the working tool are specified, and the coordinates of the actuators are needed to be determined:

$$\left(\varphi, S_1, S_2, S_3\right) = f\left(xO_4, yO_4, zO_4, \alpha_k, \beta_k, \gamma_k\right)$$
(5.2)

The relation (5.1) will be called the forward position function (FPF) and the relation (5.2) will be called the inverse position function (IPF).

5.2.1. Geometric analysis of the open kinematic chain

5.2.1.1 Forward geometric analysis problem (determination of FPF5)

The geometric analysis of the open kinematic chain formed by the elements of the work equipment is performed using the Denavit-Hartenberg convention. For this purpose, according to certain rules, to each link is connected $X_i Y_i Z_i$ coordinate system. The main feature of the shown arrangement of the coordinate systems is that by accepting non-zero values of the parameters d_1 , a_1 and d_2 , the general case of the arrangement of the work equipment with respect to the base machine is considered.

The complete transformation matrix between the global and end coordinate systems is as follows:

$${}_{4}^{0}\mathbf{T} = \left({}_{1}^{0}\mathbf{T}\right)\left({}_{2}^{1}\mathbf{T}\right)\left({}_{3}^{2}\mathbf{T}\right)\left({}_{4}^{3}\mathbf{T}\right) = \begin{bmatrix}{}_{4}^{0}\mathbf{R} & {}_{4}^{0}\mathbf{d}\\\mathbf{0} & 1\end{bmatrix}$$
(5.14)

where by ${}_{4}^{0}\mathbf{R}$ is denoted of the rotation matrix of the c.s. associated with the working tool relative to the global c.s, and by ${}_{4}^{0}\mathbf{d}$ is denoted the position vector of the beginning of the c.s. associated with the working tool:

$${}^{0}_{4}\mathbf{R} = \begin{bmatrix} c_{1}c_{234} & -c_{1}s_{234} & s_{1} \\ s_{1}c_{234} & -s_{1}s_{234} & -c_{1} \\ s_{224} & c_{224} & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} \end{bmatrix}$$
(5.15)

$${}^{0}_{4}\mathbf{d} = \begin{bmatrix} xO_{4} \\ yO_{4} \\ zO_{4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{1}(a_{1} + a_{2}c_{2} + a_{3}c_{23} + a_{4}c_{234}) + d_{2}s_{1} \\ s_{1}(a_{1} + a_{2}c_{2} + a_{3}c_{23} + a_{4}c_{234}) - d_{2}c_{1} \\ a_{2}s_{2} + a_{3}s_{23} + a_{4}s_{234} + d_{1} \end{bmatrix}$$
(5.16)

Euler angles are used to determine the orientation of the working tool in the workspace, depending on the values of the joint angles. In this case, to describe the bucket orientation in the workspace, the Euler angles system, called "XYZ fixed angles" is used. For this system, the necessary orientation of the working tool is achieved by three successive rotations about the axes of the fixed zero coordinate system, made in the following order: rotation about the axis X_0 of angle φ_k , rotation about the axis Y_0 of angle β_k , rotation about the axis Z_0 of angle α_k . Following certain symbolic transformations and simplifications, the following dependencies are obtained to determine the angles of orientation of the working tool:

$$\beta_{k} = \operatorname{atan} 2\left(-r_{31}, \sqrt{r_{11}^{2} + r_{21}^{2}}\right)$$

$$\alpha_{k} = \operatorname{atan} 2\left(r_{21}/c\beta_{k}, r_{11}/c\beta_{k}\right)$$

$$\gamma_{k} = \operatorname{atan} 2\left(r_{32}/c\beta_{k}, r_{33}/c\beta_{k}\right)$$
(5.19)

where r_{11} , r_{21} , r_{31} , r_{32} and r_{33} are the corresponding elements of the rotation matrix (5.15). The use of (5.19) for the kinematic structure under consideration leads to the following results:

$$\beta_{k} = \theta_{2} + \theta_{3} + \theta_{4}$$

$$\alpha_{k} = \theta_{1}$$

$$\gamma_{k} = \pi/2$$
(5.20)

The relations (5.16) and (5.19) represent the forward position function and thus the solution of the forward geometric problem for the open kinematic chain is exhausted. 5.2.1.2 Inverse geometric analysis (determination of IPF5)

The angles of rotation of the links are determined as follows:

• Determination of θ_1

Depending on the attachment of the work equipment to the excavator base machine, there are two possible cases:

1) The vertical plane passing through the vertical middle plane of the work equipment also passes through the axis of rotation of the rotating platform.

2) The vertical plane passing through the vertical middle plane of the work equipment does not pass through the axis of rotation of the platform.

• Determination of **θ**₃

$$\theta_3 = \operatorname{atan} 2\left(c_3, \pm \sqrt{1 - c_3^2}\right)$$
 (5.50)

• Determination of θ_2

$$s_2 = \frac{k_4 k_5 - k_3 k_6}{k_3^2 + k_4^2}, c_2 = \frac{k_3 k_5 + k_4 k_6}{k_3^2 + k_4^2}$$
(5.57)

The value of θ_2 is computed by the following equation:

$$\theta_2 = \operatorname{atan} 2(s_2, c_2) \tag{5.58}$$

• Determination of $\boldsymbol{\theta}_4$

The angle θ_4 is detrmined by the already known relation (5.20) and for the determined values of θ_2 and θ_3 is:

$$\boldsymbol{\theta}_4 = \boldsymbol{\beta}_k - \boldsymbol{\theta}_2 - \boldsymbol{\theta}_3 \tag{5.59}$$

5.2.2. Geometric analysis of the driving mechanisms

The current lengths of the hydraulic cylinders determine the rotation of the open kinematic chain links, which determine the position and orientation of the working tool in the Cartesian workspace. In order to determine FPF1 ÷ 4 and IPF1 ÷ 4, it is necessary to perform a geometric analysis of the driving mechanisms. In purely mathematical terms, the geometric analysis of the mechanisms is reduced to: 1) forming the vector equation of the closed vector contour; 2) finding its projections on the axes of a given coordinate system; 3) solving the resulting system of trigonometric equations for the unknown coordinates. It can be seen from Fig. 5.3 that the boom and stick hydraulic cylinders are directly connected to the links and the working tool hydraulic cylinder is connected to a fourbar mechanism and thus forming a six-link mechanism. For these mechanisms, the system of trigonometric equations describing the geometry of a particular drive mechanism has the following general form:

$$\boldsymbol{\Phi}(\mathbf{q}) \equiv \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}(\mathbf{q})_{X} \\ \boldsymbol{\Phi}(\mathbf{q})_{Y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \end{bmatrix}$$
(5.62)

where q is the vector of the coordinates of the mechanism; $\Phi(\mathbf{q})_X$ and $\Phi(\mathbf{q})_Y$ are the projections of the closed vector contour equation on the axes of the coordinate system. The analytical expressions obtained for FPF1 ÷ 4, IPF1 ÷ 4, FPF5, and IPF5 completely solve the forward and inverse problems of the geometric analysis of a hydraulic excavator with kinematic structure R |-R|| R|| R.

5.3. Forward and inverse tasks of the geometric analysis of a hydraulic excavator with a telescopic stick

5.3.2. Inverse geometric analysis

The digging manipulator with telescopic stick has four degrees of freedom in the plane, while only three degrees of freedom are required to position the tip of the bucket tooth at a certain point in the workspace with a given bucket orientation. It introduces some uncertainty in the required geometric configuration of the work equipment upon reaching a predefined point. The solution of the inverse problem of geometric analysis in the case of variable length of the carrier d_4 and with a certain value of the angle of inclination of the boom θ_2 is carried out in the following order:

• Determination of **θ**₁

$$\theta_1 = \operatorname{atan} 2(xO_5, yO_5) \pm \operatorname{atan} 2(\sqrt{xO_5^2 + yO_5^2 - d_2^2}, d_2)$$
 (5.81)

• Determination of the coordinates of p.O₄

$$\begin{bmatrix} xO_4\\ yO_4\\ zO_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} xO_5 - a_5\cos\beta\cos\theta_1\\ yO_5 - a_5\cos\beta\sin\theta_1\\ zO_5 - a_5\sin\beta \end{bmatrix}$$
(5.82)

• Determination of the coordinates of p.O₃

$$\begin{bmatrix} xO_3\\ yO_3\\ zO_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 \left(a_1 + a_2 \cos\theta_2\right) + d_2 \sin\theta_1\\ \sin\theta_1 \left(a_1 + a_2 \cos\theta_2\right) - d_2 \cos\theta_1\\ a_2 \sin\theta_2 + d_1 \end{bmatrix}$$
(5.83)

• Determination of the lenght d₄

$$d_4 = \sqrt{\left(xO_4 - xO_3\right)^2 + \left(yO_4 - yO_3\right)^2 + \left(zO_4 - zO_3\right)^2}$$
(5.84)

• Determination of **θ**₃

$$\theta_3 = \operatorname{atan} 2\left(\cos\theta_3, \pm\sqrt{1-\cos\theta_3^2}\right) \tag{5.85}$$

5.5. Velocity and acceleration analysis of a hydraulic excavator with kinematic structure R |-R|| R|| R

In addition to the already defined geometric characteristics of the excavator work equipment (angles of rotation of the links and positions of characteristic points in the Cartesian workspace), the other two kinematic features are of particular interest during the design of new and analysis of existing structures of work equipment are the angular velocities and accelerations of the links and the linear velocities and the accelerations of their characteristic points, in particular - the linear velocity of a characteristic point of the working tool.

5.5.1. Driving mechanisms velocities and accelerations

The kinematic analysis of the driving mechanism leads to determination the first and second transfer functions of the mechanism. Here, as with geometric analysis, a forward and inverse problems are formulated: 1) in the forward problem it is necessary to determine the velocities and accelerations of the links in the joint space and of the working tool in the work space as a function of the velocities in the space of the coordinates of the driving mechanism; 2) in the inverse problem, the velocities and accelerations in the work-space are known and it is necessary to determine the velocities in the joint space and the space of the driving coordinates. The systems (5.97) and (5.98) can determine the first (5.101) and second (5.102) forward and inverse transfer functions of the mechanism:

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{\Psi}^{-1} \mathbf{B}_{1}$$
(5.101)
$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{\Psi}^{-1} \mathbf{B}_{2}$$
(5.102)
$$\mathbf{\Psi} = \begin{bmatrix} q \mathbf{\Psi} & {}^{d} \mathbf{\Psi} \end{bmatrix}^{T} \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \dot{\mathbf{f}} \end{bmatrix}^{T} \mathbf{B} = \begin{bmatrix} -q \dot{\mathbf{\Psi}} \dot{\mathbf{a}} & \ddot{\mathbf{f}} \end{bmatrix}^{T}$$

където
$$\Psi = \begin{bmatrix} q \Psi & u \Psi \end{bmatrix}$$
, $\mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & f_{q_i} \end{bmatrix}$, $\mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} -q \Psi \mathbf{q} & f_{q_i} \end{bmatrix}$.

5.5.2. Analysis of the velocities and accelerations of the open kinematic chain The kinematic relations of the speeds and accelerations of the driving mechanisms, presented in Table 5.7, allow to determine the kinematic characteristics of the working tool in the work space. Thus, the relationship between the joints velocities and accelerations and the working tool velocities and accelerations in the workspace must be estab-

5.5.2.1 Velocity analysis

lished.

The linear and angular velocities of the working tool can be easily obtained by differentiating according to time and solving with respect to the unknown velocities of the trigonometric equations linking the joint coordinates with the coordinates of the working tool in the workspace. The relation between the velocity in the workspace and the velocity in the joint space takes the form:

$$\dot{\mathbf{q}}_{w}^{r} = \mathbf{J}_{r} \dot{\mathbf{q}}_{j} \tag{5.111}$$

where \mathbf{J}_{r} is the system Jacobian, also $\dot{\mathbf{q}}_{w}^{r} = \begin{bmatrix} \dot{x}O_{4} & \dot{y}O_{4} & \dot{z}O_{4} & \omega_{y} \end{bmatrix}^{T}$, a $\dot{\mathbf{q}}_{j} = \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{1} & \dot{\theta}_{2} & \dot{\theta}_{3} & \dot{\theta}_{4} \end{bmatrix}^{T}$

5.6. Kinematic and dynamic analysis of the digging manipulator in the plane

In the case of hydraulic excavators, most of the technological operations are performed in the vertical plane of the work equipment, which gives possibilities for considering simplified plane models of work equipment.

5.6.1. Kinematic and dynamic analysis of work equipment with kinematic structure R R R

Figure 5.9 shows a geometric layout of a work equipment with a kinematic structure $R \parallel R \parallel R$ and 3 degrees of freedom in the vertical plane. O_i (for i = 1,2,3) denotes the centers of rotating kinematical pairs, by C_i (for i = 1,2,3) - the centers of gravity of links of length L_1 , L_2 and L_3 , by O_4 - the specific point from the working tool.

5.6.1.3 Inverse dynamics of a work equipment with kinematic structure R R R

The dynamic equations of the working tool following the trajectory are obtained through the Lagrange equations of second kind. Performing the necessary **матхематицал** operations in the Lagrange equations, the nonlinear dynamic equations describing the movement of the work equipment are as follows:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{V}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{G}(\mathbf{q})$$
(5.155)

5.6.1.5. Simulation of the digging manipulator motion following a multi-segment trajectory with straight line segments

The relations obtained in sections 5.6.1.1 - 5.6.1.3 were used to perform a simulation of the motion of the work equipment along a trajectory consisting of straight lines - Fig.5.11.

Figure 5.13 shows the force and kinematic characteristics of the work equipment. Fig. 5.13 a) shows the torques created by the driving mechanisms. Fig.13.13 b) and c) show the angles and angular velocities of the three links, respectively.



Fig.5.9 Geometrical layout of the digging manipulator with kinematical structure **R R R R S**.7. Synthesis of geometrical parameters of work equipment and workspace

One rational approach for the synthesis of the geometric parameters of the excavator links, which is relatively easy to automate, is by defining and solving an optimization problem.



Fig.5.13 Force and kinematic characteristics during motion along a multi-segment trajectory In this case, the number of geometric parameters determined is not limited, and the number of analytically drawn geometric relations for specific points of the workspace playing the role of constraints in the task is not limited. The general type of optimization task is as follows:

$$Z(\mathbf{q}) \to extr \tag{5.198}$$

$$\mathbf{c}\{=,\leq,\geq\}\mathbf{0}\tag{5.199}$$

$$\mathbf{q}_{\max} \ge \mathbf{q} \ge \mathbf{q}_{\min} \tag{5.200}$$

where $Z(\mathbf{q})$ is the objective function of the task whose extreme has to be detrmined; c is the vector of the geometric constraints of the problem, and q is the vector of the control parameters, q_{min} and q_{max} are their minimum and maximum values, respectively, determined by the driving mechanisms; $\{=,\leq,\geq\}$ - relational operators within the interval constraint.

The main geometric parameters to be determined for a three-link work equipment are: 1) the kinematic lengths of the boom L_1 , the stick L_2 and the working tool L_3 ;

2) the minimum and maximum values of the relative angles of rotation of the boom $\theta_{1\min}$ and $\theta_{1\max}$, of the stick $\theta_{2\min}$ and $\theta_{2\max}$, and of the working body $\theta_{3\min}$ and $\theta_{3\max}$.

The objective function is the minimum value of the sum of the kinematic lengths of the individual links:

$$Z = L_1 + L_2 + L_3 \longrightarrow \min \tag{5.201}$$

The constraints of the task, which form the working area, are made by the condition that in different geometrical configurations of the work equipment, the characteristic point of the working tool is positioned at a point with given coordinates in the plane.

5.8. Kinematic and dynamic models of hydraulic excavator performing lifting operations of a freely suspended payload

5.8.1 General description of the problem

The principle of operation of the system for automatic tracking of a straight line trajectory during excavation operations described in the section 1.3.4 can be used for automation of lifting operations when using the excavator as a crane - Fig.5.19. The tip of the bucket tooth marked by O_4 moves in a vertical straight line, beginning at a point with coordinates $(x_{O_4}, y_{O_4}^s)$ and ending at a point with coordinates $(x_{O_4}, y_{O_4}^f)$. The load is represented as a material point suspended on a flexible element - a rope or chain. 5.8.3.2 Simulation of lifting operations

The simulation results are presented in Figure 5.27. In Fig. 5.27 a), b) and c) the solutions for the angles of rotation of the links, angular velocities and accelerations obtained by solving the inverse kinematics problem are presented. The same graphs show the linear displacement, velocity and acceleration of the tooth tip along the vertical trajectory. Figure 5.27 (d) shows the swinging angle of the payload, which movement is characterized by non-damped vibrations.



Fig.5.19 Geometrical layout of the motion of a characteristic point along a vertical straight line



Fig.5.27 Results of the numerical solution of the system of differential equations: a) rotation angles, b) angular and linear speeds, c) angular and linear accelerations

5.9. Inverse kinematics of digging manipulator with redundant degrees of freedom 5.9.1. Definition of the inverse kinematics problem of a redundant work equipment

As found in Chapter 1, the digging manipulator of construction manipulators may have redundant degrees of freedom for the following reasons: 1) The digging manipulator is designed with redundant degrees of freedom in the kinematic chain and has the advantages described in Chapter 1; 2) The digging manipulator has redundant degrees of freedom due to the mounting to the digging manipulator without redundant DOF an addi-

tional working tool with one or more additional degrees of freedom; 3) Some of the degrees of freedom of the work equipment are redundant because they are not necessary in the current technological process.

5.9.1.2. Inverse kinematics equations with terms proportional to the error To model the closed-loop control system, the expression (5.267) is corrected by adding terms proportional to the error, which represents the difference between the reference and the current positions. The solution to the problem of inverse kinematics is as follows:

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}^* \left(\dot{\mathbf{r}}_{\mathbf{d}} + \mathbf{K}_{\mathbf{r}} \left(\mathbf{r}_{\mathbf{d}} - \mathbf{r}_{\mathbf{c}} \right) \right) + \left(\mathbf{I} - \mathbf{J}^* \mathbf{J} \right) \left(\dot{\mathbf{h}}_{\mathbf{d}} + \mathbf{K}_{\mathbf{q}} \left(\mathbf{h}_{\mathbf{d}} - \mathbf{h}_{\mathbf{c}} \right) \right)$$
(5.271)

In (5.269) and (5.270) by \dot{r}_d and \dot{h}_d are denoted the desired velocity vectors, by r_d and h_d - the desired position vectors, by r_c and h_c - the current position vectors, by K_r and K_q - the diagonal matrices of coefficients of proportionality, and J^* is right pseudoinverse matrix of J.

5.10. Conclusions

The mathematical models developed in this chapter and their analytical and numerical studies allow us to draw the following conclusions, which will support the design and study of hydraulic excavators and construction manipulators:

1. A kinematic model of an excavator digging manipulator of a hydraulic excavator with kinematic structure $R \mid R \mid R$ has been developed, including the following elements:

• A kinematic model of an open kinematic chain with four degrees of freedom. The model allows for the solution of the forward and inverse problems of kinematics at the level of geometry, velocity and accelerations. There are two cases in which singular configurations occur. It has been found that in the actual construction of the excavators, both cases are impossible due to the structural constraints imposed by the driving mechanisms. One feature of the model developed is that it deals with the general case of attachment of the work equipment to the rotating platform;

• Kinematic models of the driving mechanisms that allow the solving of the forward and inverse problems of kinematics at the level of geometry, velocities and accelerations;

• A geometric model of work equipment with kinematic structure R - R R - T - R (telescopic stick) has been developed, including the solution of the forward and inverse kinematics problems for variable stick length and a known value of the boom angle. ;

2. Kinematic and dynamic models of planar digging manipulator with kinematic structures **R**|| **R**|| **R** (with three degrees of freedom) and **R**|| **R** |-**T** |-**R** (with four degrees of freedom) are developed to solve the problem of inverse dynamics. Both dynamic models take into account the presence of technological force (digging force) applied at a characteristic point of the working tool. The relations for the planning of the trajectory of motion of the working tool along a straight line are given, and the relations are obtained for determining the duration of the movement depending on the predefined limits of maximum **speeds and acceleration. For the model with kinematic structure R**|| **R**|| **R**, **the planning** and simulation of the movement of the working tool along a multi-segment straight-line trajectory was performed, obtaining the kinematic, dynamic and force characteristics of the work equipment for the whole cycle of motion;

3. A methodology for the synthesis of the geometrical parameters of the work equipment, depending on the preset characteristics of the workspace, was developed, based on the solution of the problem for single-criteria conditional optimization. The main feature is that it defines an objective function that minimizes the total length of the links of the work equipment. The geometrical parameters to be determined are the kinematic lengths of the boom, the stick, and the working tool, as well as the minimum and maximum values of the relative angles of rotation of the links. The constraints are: 1) Defined interval of the ratio of the boom and the stick; 2) Defined interval of variation of the kinematic length of the working tool; 3) Defined intervals of change of the maximum and minimum values of the relative angles of rotation of the links; 4) Limitations on the parameters values imposed by the particular geometric configurations of the work equipment.

Such an optimization model is defined and solved for a work equipment that moves along a given single or multi-segment trajectory. If the specified trajectory does not lie entirely in the resulting workspace, then additional constraints along the trajectory should be added in the optimization model;

4. Kinematic and dynamic models with four degrees of freedom of a three-link hydraulic excavator digging manipulator during lifting operations have been developed. The dynamic model allows the study of the motion oscillation of a payload in motion along a vertical straight-line trajectory with a motion law defined by a fifth-degree polynomial. The model allows to determine the dynamic characteristics of the work equipment and to determine the torques in the rotational pairs;

5. Based on the geometric dependences obtained for planar work equipment with a kinematic structure R R R is developed a program working in an Internet browser that can visualize the full workspace and the workspace corresponding to a certain orientation of the working tool. In addition, the program calculates the geometric characteristics of the workspace - the minimum and maximum achievable points on the vertical and horizontal, the areas of the workspaces, as well as their ratio. The program carried out studies of the geometric characteristics of the workspace at angles of rotation of the working tool, suitable for carrying out lifting and transport operations, and the geometrical characteristics of the working areas for these cases were established;

6. Kinematic models of digging manipulator with redundant degrees of freedom with kinematic structure $R \models R \models T \models R$ and $R \parallel R \parallel R \parallel R \parallel R \parallel R$ have been developed, based on solving the inverse problem of kinematics by finding the pseudo-inverse matrix. The simulations performed show that the values in the weight matrix can influence the solution of the inverse problem for a given constant orientation of the working tool and obtain solutions in which the same trajectory is followed by different laws of change of the geometric configuration of the digging manipulator.
CHAPTER 6. THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE IN-TERACTION BETWEEN THE HYDRAULIC AND MECHANICAL SUBSYSTEMS OF THE CONSTRUCTION AND LIFTING MANIPULATORS

6.1 Purpose and scope of the chapter

The purpose of this chapter is to create, investigate, and experimentally validate theoretical mathematical models that allow the description of the dynamic behavior of multilink construction and lifting manipulators with rigid and freely suspended payload, taking into account the maximum number of system factors.

6.2 Mathematical modeling of hydraulically driven load handler with freely suspended payload

6.2.1 Dynamic modeling of the mechanical subsystem with a freely suspended payload

For the purpose of the study, the manipulator is considered to be an open kinematic chain with five degrees of freedom, with the column, arm and forearm being considered as non-deformable links. Thus, the study of dynamic behavior is reduced to solving the true problem of kinematic chain dynamics with five rotational degrees of freedom and driving forces applied to links according to a certain law. After performing mathematical operations in the Lagrange equations of the second kind, the differential equations of motion of the manipulator mechanical subsystem take the following general form:

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{q})(\mathbf{Q} - \mathbf{H}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{G}(\mathbf{q}) - \mathbf{C}\mathbf{q} - \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}})$$
(6.55)

In (6.55) are used the following notations: $\ddot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 & \ddot{\theta}_2 & \ddot{\theta}_3 & \ddot{\theta}_4 & \ddot{\theta}_5 \end{bmatrix}^T$ - vector of generalized accelerations; \mathbf{q} and $\dot{\mathbf{q}}$ are the vectors of the generalized coordinates and velocities, respectively; $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ is the inertial matrix; $\mathbf{H}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})$ - the matrix containing centrifugal and corilis terms; $\mathbf{G}(\mathbf{q})$ - a vector, containing weight terms; \mathbf{C} - a matrix, containing lasticity coefficients; \mathbf{B} - a matrix, containing damping coefficients.

To demonstrate the suitability of the mathematical model for describing the motions of the manipulator links, solutions of the system of differential equations were performed for the following cases: 1) Free damping oscillations occurring due to the deviation of the load from the vertical position. The simulation results are shown in Fig.6.3 and Fig.6.4; 2) Free fall of the arm, forearm and payload under the gravity and damping forces only; 3) Kinematic actuation of the manipulator by setting the angle of rotation of the column (for the coordinate θ_1) by a fifth degree polynomial; 4) Simultaneous actuation of the rotation mechanism (coordinate θ_1) and forearm (coordinate θ_3). In both cases, the laws of motion are polynomials of the fifth degree, with the rotation mechanism rotating at an angle $\theta_1^f = \pi$ and the forearm rotating at an angle $\theta_3^f = 2\pi/3$. The vector of the generalized forces is formed by the proportional-differential law with the compensation of the force of gravity:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{K}_{\mathbf{p}}\mathbf{e} + \mathbf{K}_{\mathbf{d}}\dot{\mathbf{e}} + \mathbf{G} \tag{6.57}$$

where $K_p \mathbf{n} K_d$ are matrices, containing proportionality coefficients; \mathbf{e} and $\dot{\mathbf{e}}$ are error vectors; G is the vector containing gravity force compensation terms.



Fig.6.2 Dynamic model of load manipulator with freely suspended payload

6.2.2 Dynamic modeling of the hydraulic and mechanical subsystems of the slewing mechanism

6.2.2.1 Dynamic model of the hydraulic subsystem

In order to determine the behavior of the mechanical system when the column is driven by a hydraulically driven slewing mechanism, it is necessary to create a mathematical model of the rack and pinion mechanism used. The vertical column together with the two arms and the payload are driven by the application of torque r1. In the design of the considered slewing mechanism, this is accomplished by means of a classical rack and pinon mechanism (the gear wheel is in position 1), with the rack 2 being secured to a double acting hydraulic cylinder 3, as shown in Fig. 6.13. The driving force in the hydraulic cylinder F and hence the torque r1 can be determined by the relations below, assuming a constant pressure on the discharge line at the inlet of the direction control valve.

$$Q_{1} = c_{d} w x_{v}(t) \sqrt{\frac{2|p_{s} - p_{1}|}{\rho}} sign(p_{s} - p_{1})$$
(6.62)

$$Q_{2} = c_{d} w x_{v}(t) \sqrt{\frac{2|p_{2} - p_{0}|}{\rho}} sign(p_{2} - p_{0})$$
(6.63)

$$\dot{p}_{1} = \left(\frac{\beta}{V + Sx}\right) \left(Q_{1} - S\dot{x} - Q_{v1} + Q_{v2}\right)$$
(6.64)

$$\dot{p}_{2} = \left(\frac{\beta}{V + S(l - x)}\right) \left(S\dot{x} - Q_{2} + Q_{v1} - Q_{v2}\right)$$
(6.65)



Fig.6.13 Layout of the hydraulic system of the slewing mechanism

In the presented relations are used the following notations: Q_1, Q_2 - flows through the direction control valve; Q_{v1}, Q_{v2} - flows through the safety overflow valve; c_d, c_{dv} - flow coefficients; w - area gradient of the direction control valve; $x_v(t)$ - displacement of the direction control valve plunger, defined as a piecewise continuous linear function of time; ρ - density of the hydraulic fluid; β - elasticity modulus of the hydraulic fluid; p_s - working pressure; p_0 - pressure in the discharge line and reservoir; p_1, p_2 - pressures in the hydraulic cylinder chambers; V - constant volumes of the hydraulic fluids; x - position of the piston; S - area of the piston; I - stroke of the cylinder;

The function for the definition of the torque, created by the hydraulic cylinder is:

$$\tau_1 = (S(p_1 - p_2) - b\dot{x})R \tag{6.69}$$

where \dot{x} is the velocity of the piston and *b* is the vicious friction coefficient. Also, the following relations are used: $x = R\theta_1 \mathbf{n} \dot{x} = R\dot{\theta}_1$.

6.2.2.3 Determination of reactive force in the forearm driving hydraulic cylinder

The results for the rotation angles of the arm and forearm allow us to determine the reactive torques in the elastic elements (representing the hydraulic cylinders) arising from the rotation of the column by the coordinate θ_1 and, respectively, to determine the reactive forces in the hydraulic cylinders. To do this, a relation between the torque *M* in the rotary pair connecting the arm and the forearm and the force *F* in the hydraulic cylinder should be established by kinematic analysis of the six-link mechanism by which the arm is driven:

$$M = -F \frac{L_5 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) \sin(\varphi_4 - \varphi_5)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_4)}$$
(6.105)

6.2.3 Dynamic modeling of the interaction between the hydraulic and mechanical subsystems during the lifting operations in the longitudinal plane of the manipulator

The peculiarities of the dynamic behavior of the manipulator when performing lifting and transport operations in the longitudinal plane of the manipulator can be established by a mathematical model of the joint operation of the hydraulic and mechanical subsystems. For this purpose, the drive of the arm through the six-link mechanism with the freely suspended payload is considered. Fig.6.26 e) and k) shows the characteristics of the mechanical and hydraulic subsystems of the manipulator obtained from the simulation under initial conditions $\theta_1(0) = 270^\circ$ and $\theta_2(0) = 0^\circ$, corresponding to the vertical position (down) of the arm and the rope.



6.3 Mathematical modeling of the mechanical subsystem of the manipulator using Lagrange equations of the first kind

Lagrange equations of the first kinf allow the formulation of equations to be formalized, but this is done at the expense of a significant increase in the number of equations. Reconciling hydraulic system equations with the Lagrange equations of the first kind using Lagrange multipliers is also an unexplored issue and will be addressed in this section. 6.3.1 Mathematical model of the mechanical system

The first-order Lagrange equations can be written as follows:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial L_a}{\partial \dot{q}_e} - \frac{\partial L_a}{\partial q_e} + \sum_{f=1}^m \lambda_f \frac{\partial \varphi_f}{\partial q_e} = Q_e \quad e = 1, 2, ..., n$$
(6.144)

where $L_a=K-P$ is the Lagrangian of the mechanical system; *K* is the kinetic energy of the system; *P* is the potential energy of the system; q_e , e=1,2,..n is a set, consisting of *n* dependent generalized coordinates; Q_e are the generalized forces, acting along the generalized coordinates. Because the considered manipulator, including the base and the driving mechanisms links, consist of 9 links (see Fig.6.34), then the vector of generalized coordinates of the overall mechanical system consist of 27 elements:

$$\mathbf{q} = [x^1, y^1, \varphi^1, x^2, y^2, \varphi^2, ..., x^9, y^9, \varphi^9]^T$$
(6.152)

6.3.3 Differential equations of motion of the manipulator

Taking into account Lagrange equations (6.144), kinetic (6.153) and potential (6.154) energies, constraint equations for the rotational pairs (6.156) and (6.157), constraint equations for the translational pairs (6.160) and (6.164), the expressions for the generalized external force (6.181), and the expressions for the generalized forces from the hydraulic cylinders (6.176) and (6.177) and the elastodamping elements (6.178) and (6.179), one can derive the differential equations describing the motion of the considered multi-link system, shown in Fig. 6.34.



Fig.6.34 Geometrical model of manipulator with 9 links

The system of equations consists of: 1) 27 second order differential equations - one equation for each generalized coordinate; 2) 18 link equations - 2 equations for each of the seven rotational pairs and 2 equations for each of the two translational pairs; 3) 4 first order hydraulic equations - two equations for the pressures in the chambers of the hydraulic cylinders of the arm and forearm. After adding the pressure equations, the system (6.200) is presented in matrix form and solved with respect to the derivative of the state vector $\dot{\mathbf{x}}$:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{F} \tag{6.201}$$

6.3.3.1 Numerical solutions of the system of differential equations

The system of differential equations (6.201) is solved numerically with data corresponding to the real-life manipulator - Table 6.1 under consistent initial conditions of unknown variables. As already emphasized, one of the peculiarities of the dynamic model is that it takes into account the inertial and geometric characteristics of the links of the hydraulic cylinders, as well as the units of the articulated four-bar, forming closed kinematic chains. Fig. 6.42 a), b) and c) show the obtained laws for changing the pressures in the chambers of the hydraulic cylinders.

6.4 Method for identification of the numerical values of the elastic and damping coefficients of elastic elements

While the inertial and geometric parameters of the system are relatively easy to determine by appropriate experimental studies, measurements and CAD modeling, the only reliable way to determine the coefficients of elasticity and damping of the support elastic elements (pneumatic wheels, hydraulic supports or caterpillars) is through a full-scale experiment. In most practical studies, it is difficult to carry out a one-wheel (or two-wheel axle) experimental test because dismantling and appropriate experimental stands are re**quired, that's why a method for determining wheel characteristics by measuring and pro**cessing the records of the damping vibrations of the whole machine is proposed here.



Fig.6.42 Pressures for the hydraulic cylinder chambers

The main peculiarity of the method is that the hydraulic excavator, consisting of a base machine and a digging manipulator, is presented as a single body with three degrees of freedom mounted on elastodamping elements with characteristics c_x , c_y , b_x , b_y , as is shown in Fig. 6.58.

The generalized coordinates x and y describe the linear displacement of the body and the generalized coordinate θ denotes the rotation about an axis passing through the center of gravity C of the excavator. Free damping oscillations in the structure are induced by lowering the boom (with positions of other elements fixed by the hydraulic cylinders) at the highest possible speed (for example, with a full bucket) and subsequently closing the hydraulic direction control value of the hydraulic circuit.



Fig.6.58 Location of accelerometers, center of gravity and elastic supports

Възникналите свободни затихващи трептения се измерват и записват чрез два двуосни акслерометъра, монтирани върху базовата машина в т. M_1 и т. M_2 – фиг.6.58. При съизмерими стойности на измерените ускорения ${}^1a_{xe}^{M_1}$ и ${}^1a_{ye}^{M_1}$ и малки трептения, (6.242) може да се представи във вида:

The free damped oscillations occurring are measured and recorded by two two-axis accelerometers mounted on the base machine in points M_1 and M_2 - Figure 6.68. For comparable values of measured accelerations ${}^{1}a_{xe}^{M_1}$ and ${}^{1}a_{ye}^{M_1}$ and small vibrations, (6.242) can be represented as:

$${}^{0}\mathbf{a}_{e}^{M_{1}} = \begin{bmatrix} {}^{0}a_{xe}^{M_{1}} \\ {}^{0}a_{ye}^{M_{1}} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} {}^{1}a_{xe}^{M_{1}} \\ {}^{1}a_{ye}^{M_{1}} \end{bmatrix}$$
(6.244)

If the elements of (6.240) and (6.241) are equal to the corresponding elements of

(6.244) and (6.245), then four equations are obtained, from which the accelerations of the generalized coordinates \ddot{x} , \ddot{y} and $\ddot{\theta}$ can be obtained as a function of the measured accelerations in p. M_1 and p. M_2 .

The equations for determining the generalized coordinates are:

$$\ddot{\theta} = \frac{a_{ye}^{M_1} - a_{ye}^{M_2}}{x_1 - x_2} \tag{6.247}$$

$$\ddot{y} = \frac{a_{ye}^{M_2} x_1 - a_{ye}^{M_1} x_2}{x_1 - x_2} \tag{6.248}$$

$$\ddot{x} = a_{xe}^{M_1} + \frac{\left(a_{ye}^{M_1} - a_{ye}^{M_2}\right)y_1}{x_1 - x_2}$$
(6.249)

The equations can be used in such an arrangement of sensors that $x_1 \neq x_2$.

Assuming proportional damping in the system, the generalized accelerations of the center of gravity are represented as a linear combination of motions with the natural frequencies:

$$\ddot{\theta}(t) = \sum_{i=1}^{3} A_i^{\theta} e^{-B_i t} \cos\left(\omega_{di} t - \psi_i\right)$$
(6.254)

By the method of least squares, some of the experimental measurements (6.247), (6.248) or (6.249) are approximated respectively by equations in the form (6.254), (6.255) or (6.256), from which the numerical values of the constants are determined A_i^{θ} , ψ_i , B_i **M** ω_{di} .

The values of the experimental data determined define the roots of the characteristic equation, which have the following general form:

$$\lambda_1^i = -B_i + \omega_{di} j \tag{6.257}$$

$$\lambda_2^i = -B_i - \omega_{di} j \tag{6.258}$$

The characteristic polynomial $f^{e}(\lambda)$ of the system has the following form:

$$f^{e}(\lambda) = \prod_{i=1}^{3} (\lambda - \lambda_{1}^{i}) (\lambda - \lambda_{2}^{i}) = \sum_{n=0}^{6} a_{n}^{e} \lambda^{n}$$
(6.259)

The experimentally obtained coefficients of the characteristic equation are denoted by a_n^e .

Figure 5.58 shows the dynamic model of the system. The system of differential equations describing the free damping oscillations is obtained by means of Lagrange equations of the second kind and has the following form:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{0} \tag{6.260}$$

Theoretically determined characteristic polynomial $f'(\lambda)$ for the considered system is:

$$f^{t}(\lambda) = \sum_{n=0}^{6} a_{n}^{t} \lambda^{n}$$
(6.261)

where the theoretically determined coefficients are known. To determine the unknowns c_x , c_y , b_x , b_y any combination of four of the above coefficients can be equated to their respective four experimentally determined coefficients and to solve the obtained nonlinear

system of algebraic equations at appropriate initial values. It is convenient to use the following combination: $a_0^t = a_0^e$, $a_1^t = a_1^e$, $a_4^t = a_0^n$, $a_5^t = a_5^n$. Since there are six equations, the values of two more unknown parameters can be determined if necessary. 6.5. Conclusions

On the basis of the studies carried out in Chapter 6, the following conclusions can be drawn and to be taken into account when designing new or refining existing structures of constructiuon and lifting manipulators:

1. The modeling of the joint work of the hydraulic and mechanical subsystems gives an adequate description of the dynamic behavior of multi-link construction and lifting manipulators with rigid or freely suspended payload. The mathematical model takes into account many parameters of the mechanical and hydraulic subsystems;

2. There are computational difficulties during solving the system of differential equations caused by the stiffness of the equations describing the behavior of the hydraulic subsystem. They are overcome by using numerical methods with an adaptive step and error estimation;

3. Differential equations obtained through Lagrangian equations describing the spatial motion of the mechanical system of a lifting manipulator with five degrees of freedom and freely suspended payload adequately describe the motion of the system in the following test cases: 1) Movement of links under the influence of swinging of the payload for concentrated in the rotational pairs elastodamping elements; 2) Free movement of links and payload under the influence of gravity only; 3) Following polynomial laws for the rotation of links under control efforts, computed by the proportional-differential law with the compensation of the gravity force;

4. The numerical solution of the mathematical model combining the mechanical subsystem of the manipulator and the hydraulic subsystem of the slewing mechanism shows that a large change in the inertial characteristics of the system when changing the range of the work equipment has little effect on the force and kinematic characteristics of the slewing mechanism. More significant is the effect of the tangential and radial oscillation of the load arising from the rotation of the manipulator on the torque and the pressure in the slewing mechanism. In a steady mode, the payload has little effect on the characteristics of the system, but during braking processes it results in a strong increase in pressure, which can be determinative of the force load on the metal structure and requires precautionary measures to be taken to limit it;

5. The consequence of the swinging of the payload during the slewing motion is the increase of the dynamical coefficient in the supporting hydraulic cylinders, which support the links of the work equipment. For example, an increase in reactive force of about 30%-40% relative to a static value has been found in the hydraulic cylinder supporting the arm through the linkage, and the reason for that is the increased swinging of the load during braking processes;

6. The simulation of the hydraulic subsystem of the slewing mechanism with a safetyoverflow valve mechanism shows that when the valve is actuated, self induced oscillations of the plunger with a frequency of about 1000 Hz occur. At the initial moment, the pressure in the cylinder reaches a value of about 38% greater than the set value of the valve opening, and then oscillates around this value with a frequency equal to the frequency of the oscillations and amplitude exceeding the value of the actuation by about 14% ; 7. When performing lifting operations in the longitudinal plane of the manipulator by the **movement of the dopeapm, the following facts are established:** 1) Under zero initial conditions, corresponding to a vertical load position, the movement of the forearm causes a significant swing of the payload (from 0.15 rad to 0.2 rad); 2) The pressure in the hydraulic cylinder, as well as the force and speed of the piston, are variable due to the variable torque created by the payload when carrying out the lifting operations; 3) The swinging of the payload causes low-frequency oscillations in the pressure, kinematic and force characteristics of the system. Also, there are high-frequency rapidly damping oscillations at switching points of the direction control valves due to the elasticity of the hydraulic fluid. The observed values of the dynamic coefficients are within $1.3 \div 1.4$;

8. The mathematical model of the manipulator derived from the Lagrangian equations of the first kind additionally takes into account the geometrical and inertial characteristics of the elements of the drive mechanisms - the hydraulic cylinders and the links of the fourbar and enables them to study their influence on the dynamic behavior of the system. An additional advantage of this approach is that reactions in the kinematical pairs are obtained without performing additional analytical and numerical transformations, which is a valuable advantage in the design and study of manipulators;

9. As a result of the joint solution of the hydraulic and mechanical equations (modeled by Lagrangian equations of the first kind) of the subsystems solutions for the laws of motion of the links are obtained. The results obtained confirm the values of the dynamical coefficients;

10. Modeling the variation of forces occurring during performing technological processes shows that they affect the characteristics of both the mechanical and hydraulic subsystems. Simulation studies show that the piston movement increases the volume of the piston chamber, which increases the pressure peaks caused by the impact nature of the external load. Also, a dependence of the pressure oscillation amplitude was found, depending on the frequency of the applied external impulse force;

11. Investigation of the magnitude of the kinematic constraint error shows that in the absence of stabilization, an increase in the duration of the simulation leads to an increase in the error. As a result of experimenting with different numerical methods and values of the constants α and β , it was found that a numerical method with an adaptive step and an estimate of the error and values of the constants from 20 to 50 allow to obtain solutions with an error of kinematic constraints in the order of 10⁻⁶ m Length;

12. A method for the identification of the numerical values of the elastic and damping coefficients of elastodamping elements has been developed, based on the experimental measurement of the accelerations at certain points of the base machine, the determination of the laws of motion by the generalized coordinates and the subsequent comparison of the coefficients of experimentally and theoretically obtained characteristic polynomials. A major advantage of the method is that it is not necessary to measure the characteristics of a single elastodamping element through a specialized experimental stand;

13. The experimental studies performed show a high degree of coincidence between theoretical and experimental results. Certain deviations can be explained by the lack of data on the actual values of the parameters of the hydraulic and mechanical systems. The observed exponential decreasing of the oscillations makes it possible to determine the viscous damping coefficients by known methods.

CHAPTER 7. A SET OF MEASURES FOR ADDITIONAL ASSESSMENT OF THE FUNCTIONALITY OF CONSTRUCTION MANIPULATORS AND HYDRAULIC EXCAVATORS

7.1. Purpose and scope of the chapter

The purpose of this chapter is to propose and mathematically develop a set of additional measures to give a more complete quantitative assessment of the properties of hydraulic excavators. The set of measures consists of both new and adapted existing ones. The mesures in the proposed set of measures are classified according to the following criteria:

• Geometric measures characterizing the geometric properties of the workspace - shape, dimensions and extreme characteristics of the workspace, as well as geometric moments of different order.

• Kinematic parameters characterizing the kinematic characteristics of the excavator work equipment. It is proposed to use known in the theory of robotics measures based on the system Jacobian – manipulability coefficient, velocity and power ellipsoids, etc.

• Force indicators characterizing both individual measures such as the force capabilities of the drive mechanisms of the links, as well as complex indicators depending on the overall geometrical and force characteristics of the machine such as the boundaries of the digging forces, the hodograph of the potential digging force, the hodograph of the effective digging force and corrected digging force.

7.2. Indicators for evaluation of the geometric properties of the workspace area of hydraulic excavators

7.2.1. Workspace and its drawing

The workspace is constructed for a known kinematic structure and geometric parameters of the hydraulic excavator work equipment. Its exact drawing is especially important as it determines the geometrical and technological capabilities of the machine, as well as the values of the extreme geometric parameters that are important for hydraulic excavators - maximum digging depth, maximum reachable height, maximum range at the ground level and others.

For a hydraulic excavator with a known kinematic structure, the following three types of workspaces can be defined: 1) Reachable zone - this is the closed part of the space that can be reached from a characteristic point of the work tool without being interested in the orientation of the work tool; 2) Reachable zone for a preset orientation of the work tool. This work area is a part of the space in which a characteristic point of the work tool can be positioned at a given (usually horizontal) orientation of the work tool; 3) A workspace in which a particular trajectory or group of trajectories lies, followed by the work tool with preset orientation.

There are certain advantages and conceptual simplicity in drawing the workspace by the statistical method based on the Monte Carlo method, which generates random numbers in the workspace. To reduce the number of points used, it is proposed to use a picewise defined continuous three-segment linear probability distribution whose distribution function F(x) is shown in Fig.7.7. The generation of a random variable having the distribution shown is performed by the inverse function method by the realtion:

$$x = x_i + (r - f_i) \frac{x_{i+1} - x_i}{f_{i+1} - f_i}$$
(7.6)

where *r* is an uniform distributed random number in the interval [0,1], *i* = 1 ÷ 4.

The probability distribution set in this way allows by changing x_i and f_i to independently change the slopes and lengths of the lines in the individual sections and accordingly to change the probability of generating random numbers at different intervals, as well as their quantity. For example, at $x_1 = 0$, $x_2 = 0.001$, $x_3 = 0.999$, $x_4 = 1$, $f_1 = 0$, $f_2 = 0.45$, $f_3 = 0.55$, $f_4 = 1$, 90% of the generated numbers lie in the intervals [0,0.001] and [0.999,1].



Fig.7.7 Cumulative distribution function of the picewise defined three-segment linear distribution

Figure 7.9 shows the workspaces generated using random numbers generated at a) 10^3 points and b) 10^4 points.

7.2.2. Measures for determining the geometric characteristics of the workspace

A part of the functionalities of newly designed or existing excavators can be assesed by absolute or relative geometric measures. In addition to the classic measures mentioned in Chapter 1, the definition of additional measures allows a more accurate quantitative analysis of the excavators geometric properties.



Fig. 7.9 Reachability zone of the excavator with kinematic structure R R R - random numbers with a piecewise defined linear probability distribution

If the workspace is considered as a geometric object, it is a flat figure of definite shape, size and position in the vertical plane. In addition to the widely used classic geometric measures (maximum height and digging depth, maximum loading/unloading height, maximum reach at ground level), geometric moments of different order - area, axial, I polar and centrifugal moments of inertia can be used as additional indicators for describing the work-space, as well as their associated geometric characteristics - center of gravity and inertial radius

7.2.2.1. Area of workspace

Using the Green integral, the following general dependence is obtained for the geometric moment of inertia of the order (p,q) of the polygon:

$$v_{p,q} = \frac{1}{R} \sum_{i=1}^{n} \left(x_{i-1} y_i - x_i y_{i-1} \right) \sum_{k=0}^{p} \sum_{l=0}^{q} C_l^{k+l} C_{q-l}^{p+q-k-l} x_i^k x_{i-1}^{p-k} y_i^l x_{i-1}^{q-l}$$
(7.17)

where: $R = (p+q+2)(p+q+1)C_p^{p+q}$ and by $C_n^m = \frac{n!}{m!(n-m)!}$ are denoted the bi-

nomial coefficients.

7.2.4. Determining a section of the workspace with maximum force capabilities of the actuators

To characterize the proximity of the current configuration to the maximum force configuration, a distance coefficient of the maximum force configuration k_{Mmax} is defined:

$$k_{M\max} = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\theta_i - \theta_i^{M\max}}{\theta_i^{M\max}} \right)^2$$
(7.44)

where *i* is the number of units in the kinematic chain of the work equipment; θ_i - current relative rotation angle of the respective link; $\theta_i^{M \max}$ - angle at which the torque of the driving mechanism of link *i* has a maximum. The minimum value of this coefficient is 0 and it corresponds to the above mentioned point.

7.2.5. Position coefficient

The position factor k_{xy} takes into account the fact that the technological operations are not equally frequently performed in each part of the workspace. It is a function of the coordinates of the tip of the tooth of the bucket (x_w, y_w) and varies within limits $0 \le k_{xy}(x_w, y_w) \le 1$. This coefficient is defined as a function of the radius *R* and the angle ψ of the vector connecting p. O_3 with the tip of the bucket tooth.

The k_{xy} coefficient values are determined by the following expression:

$$k_{xy} = k_R k_{\psi} \tag{7.45}$$

where k_R is a coefficient that depends on the current value of the radius R, and k_{ψ} is a coefficient that depends on the current value of the angle ψ . The values of the coefficients are selected from the statistics obtained from the analysis of the operation of the hydraulic excavator when performing technological operations.

7.2.6. Coefficient of service

7.2.6.1. Theoretical coefficient of service

The theoretical coefficient of service is determined without taking into account the constraints on the angles of rotation of the links imposed by the actuators. Figure 7.27 (a) shows the graphs of the theoretical coefficient of service for real excavators EG-12A with digging manipulator "straight shovel" and bucket volume of 12 m³; Fig.7.27 b) shows - EC-5126 with digging manipulator "shovel" and bucket volume 1.25 m³. The average values of the coefficients of service for both cases are 0.62 and 0.5, respectively.



Fig.7.27 Graphs of theoretical coefficents of service for both excavators

7.2.6.2. "Real" digging manipulator

A work equipment having theoretically determined values of the coefficient of service can be considered as "ideal". If it is considered as a reference, it may be possible to compare it with the 'real' work equipment, which has restrictions on the angles of rotation of the individual links imposed by the driving mechanisms. For the EG-12A excavator, a diagram (Fig.7.29) was constructed for the coefficient of service with the following data: A = 7.5m, B = 5m, C = 2.9m, $\theta_1 = [6^0, 60^0]$, $\theta_2 = [-64^0, -126^0]$, $\theta_3 = [-18^0, 62^0]$. As it is established, the coefficient of service of the real work equipment is many times smaller than the theoretical coefficient of service - its maximum value is 0.15, and in most of the working area the values are close to this value (red-brown section).

7.3. Accuracy of the positioning of the excavator work equipment

One of the main characteristics of the work equipment that determines its functioning is the error of the position of the working tool, which characterizes the deviation of the real from the ideal trajectory.

7.3.3. Errors caused by the elasticity of the components of the hydraulic system

The forces arising in the actuators during technological operations cause deformation of the fluid in the hydraulic cylinders and elements of the hydraulic system, leading to deviation from the preset angles of rotation of the links and a corresponding deviation of the working tool from the trajectory. Figure 7.43 shows a diagram of a digging manipulator with a kinematic structure $R \parallel R \parallel R$ with the attached $m_i g$ weights of the links and the external force P_k applied at a characteristic point of the working tool.



Fig.7.43 Geometrical layout of the elastic elements and forces

For the displacements of $p.O_4$ we have:

$$\Delta \mathbf{x} = {}^{0} \mathbf{J}_{O_4} \mathbf{C}^{-1} \boldsymbol{\tau}$$
(7.133)

where $\Delta \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \Delta x_{O_4} & \Delta y_{O_4} \end{bmatrix}^T$ is a vector, containing the displacements of the characteristic point due to the applied external forces.

7.4. Kinematical measures based on the Jacobian

The possibilities for characterizing the functionality of the digging manipulator by an measure called the coefficient of manipulability, which is based on Jacobian J are explored here. It is a scalar and depends on current geometrical congiguration of the digging manipulator, i.e. on the position of a specific point by the working tool in the workspace. For manipulators with redundant degrees of freedom the following realtion is valid:

$$w = \sqrt{\det\left(\mathbf{J}\mathbf{J}^{T}\right)} = \sqrt{\lambda_{1}\lambda_{2}...\lambda_{m}} = \sigma_{1}\sigma_{2}...\sigma_{m}$$
(7.174)

where $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_m$ are the eigenvalues of the matrix JJ^T , and $\sigma_1, \sigma_2, ..., \sigma_m$ are the singular values of the matrix J. To the manipulability coefficient is related the velicity manipulability ellipsoid.

In Fig. 7.44 a) and b) the velocity and force ellipses of the manipulability are constructed using the described procedure, the intervals of the angles of rotation being $\theta_1 = [310^{\circ}, 430^{\circ}]$, $\theta_2 = [210^{\circ}, 320^{\circ}]$ and $\theta_3 = [210^{\circ}, 370^{\circ}]$, and the lengths of the links are $L_1 = 5$ m, $L_2 = 3$ m and $L_3 = 1$ m.

In Fig. 7.48 (a) a graph of the distribution of the manipulability coefficient values in the workspace is shown, as well as the extreme geometric configurations corresponding to the specified minimum and maximum of *w*. Figure 7.48 b) shows the part of the work area in which the values of *w* are greater than a certain, close to the maximum value, in this case w = 18. The graph shows that the coefficient of manipulability has a relatively favorable distribution of values in the workspace. The high values coincide with the area below the ground level in which the technological operations are carried out, as well as with part of the space above the ground level in which the loading and unloading operations are carried out. It should be borne in mind that this statement is valid for the angle value φ used.



Fig.7.44 Velocity a) and force b) manipulability ellipses in the workspace

7.5. Force measures that determine the effectiveness of digging in the workspace

During the performing of the technological processes of digging, the emerging resistance forces during digging are overcome by the links driving mechanisms. The maximum possible value of the digging force (potential digging force) is determined by a set of conditions including the driving capabilities of the actuators (determined by their geometric characteristics and the force characteristics of the hydraulic cylinders) and the conditions associated with the stability (turning the excavator around the axes of the support contour) of the excavator and its sliding to the ground. A detailed analysis of the digging forces throughout the work area allows a more precise determination of the driving force of the actuators and to determine the efficiency of digging throughout the workspace. This analysis is performed using a mathematical model of the excavator, allowing the determination of the geometric and force characteristics at each point in the workspace.



Fig.7.48 Distribution of manipulability coefficient values in the workspace area for $\varphi = 255^{\circ}$

7.5.1. Mathematical model of the excavator

Figure 7.43 shows the geometrical diagram of the hydraulic excavator. The mathematical model of the excavator includes a mathematical model of the kinematic chain and a

mathematical model of the driving mechanisms of the links.

7.5.2. Digging resistance hodographs

The hodograph of the potential digging resistive force HW (Fig.7.53 b) is a polygon whose sides are the hodographs of the boundary digging forces determined by the different force conditions. The *n*-*n* line (Fig. 7.53 b), which is perpendicular to the vector of the current digging velocity v, determined by the angular velocities of the links, divides the hodograph HW into two parts. In one part of the hodograph, it is possible to implement the "self-digging" technology and it is called a hodograph of the the effective resistive force HW_e .

The hodograph of the potential resistive digging force, built for a certain point in the workspace, allows to determine the potential resistive force in different directions in the plane, i.e. in the direction of all trajectories passing through a given point. When a single trajectory is followed, the digging force and velocity have a certain size and direction, which is why the hodograph is not applicable. In this case, the potential digging resistive force is defined as the smallest of the boundary resisting forces acting in the given direction of the force - Fig.75.3 a). When the working tool moves along a certain trajectory, the geometrical configuration of the work equipment changes, with the changes of the hodographs of the boundary resistive forces, and the potential digging force, which should be taken into account in the planning of the trajectory and the evaluation of the excavator's force capabilities, respectively.

7.5.4. Corrected digging force

The potential digging force hodograph is individual for the geometric configuration of the digging manipulator. As a generalized characteristic of the digging force, the corrected digging force can be used, which represents the average of the effective digging force for the whole workspace, corrected by coefficients taking into account various factors. The corrected digging force F_u is the average of the effective digging force and is determined over the whole workspace by the following equation:

$$F_{u} = k_{\theta} \frac{\sum_{s=1}^{N_{3}} \sum_{r=1}^{N_{4}} \sum_{k=1}^{N_{5}} \sum_{w=1}^{N_{w}} k_{xy} k_{w} F_{e \ srkw}}{N_{3} N_{4} N_{5} N_{w}}$$
(7.221)

where F_{esrkw} is the magnitude of the effective digging force determined for a known position of the boom (*s*), the stick (*r*) and the bucket (*k*) for a specified direction of the digging force (*w*); N_3 is the number of boom positions, N_4 is the number of stick positions, N_5 is the number of bucket positions, N_w is the number of digging directions.

7.6. Conclusions

This chapter extends the range of measures used to evaluate the functional and technological capabilities of construction manipulators with similar kinematic structure.

The measures have a quantitative dimension and evaluate the geometric, kinematic and force capabilities of the machines. When the classical measures used in the comparative analysis of two or more machines show close values, the application of the additional set of measures allows the individual characteristics of the designed machines to be expressed. Also, the additional measures can be used as optimization criteria and consequently to synthesize structures with predefined properties.



Fig.7.53 Geometric layout of the hydraulic excavator: a) boundarydigging forces; (b) hodographs of the potential and effective digging forces

The main results achieved in this chapter are as follows:

1) A methodology for estimating the geometric properties of the hydraulic excavator workspace has been developed. It consists of the following elements:

• Drawing of the workspace. The workspace is constructed using the Monte Carlo method, based on the generation of points with random coordinates in the workspace. The accuracy of the outline of the outer boundary of the workspace has been enhanced by the continuous piecewise three-segment linear distribution developed, as well as the possibility of applying the Kumarswami distribution;

• Quantitative evaluation of workspace characteristics. In addition to the existing

classical measures for estimating the geometric characteristics of the workspace, the following measures have been proposed and developed mathematically: area, static and inertial moments, volume and surrounding area of work volume. The extreme characteristics of the workspace are determined by optimization models with corresponding constraints imposed on the control parameters.

2) The following measures have been defined, developed and implemented, enabling further assessment of the functional and technological capabilities of the digging manipulator:

• Coefficient of distance from the configuration with maximum force capabilities - allows to determine a section of the working area with maximum power capabilities of the actuators;

• Position coefficient - takes into account the frequency of work in the different parts of the workspace;

• Coefficient of service - takes into account the geometric capabilities of the work equipment when orienting the working tool at a specific point in the workspace. It has been found that, depending on the kinematic length ratios of the links, the digging manipulator is divided into two types. Analysis of the geometric dimensions of a number of digging manipulator shows that the first type refers to all digging manipulator "straight shovel" and the second class - all work equipment of type "shovel". The concepts of ideal and real work equipment are introduced. It has been found that the average coefficient of service of the actual work facility is many times smaller than the average theoretical coefficient of service. The notion of service loss factor is introduced, which represents the ratio of the theoretical coefficient of service and the calculated coefficient of service of the "real" digging manipulator. For the two hydraulic excavators, which are typical representatives of their type (EG-12A and EC-5126), the ideal and actual coefficient of service as well as the service loss ratio are determined;

• Non-linear open kinematic chain model for estimating the accuracy of positioning of a characteristic point from a working tool with kinematic structures R R R A and R R F F. Expressions have been obtained for the total deviation of a characteristic point from a given position and its projections on the axes of the global coordinate system as a function of the deviations of the geometric parameters and the generalized coordinates. Numerical studies have established the joint and individual influence of the deviations of the geometric parameters on the deviation of a characteristic point from a given position, the results being depicted as a field within the work-space. Using the derived transfer functions of the actuators, relations were obtained to determine the error of the generalized coordinates as a function of the errors in the lengths of the actuating hydraulic cylinders.

Similar studies have been made on multi-segment trajectory and it has been found that the deviations are variable both on the different segments and on the length of the individual segments, which is a consequence of the change of the geometrical configuration of the work equipment along the trajectory and respectively the different values errors in different sections of the work area. Further studies show that geometric position error also leads to deviation of the characteristics that depend on this error - for example, at a relatively small value of the error, about 20-25% torque changes are observed in some sections of the trajectory relative to the case without a position error.

The modeling of the probabilistic nature of the deviation from the ideal trajectory following a trajectory and at a certain point in the trajectory makes it possible to determine the statistical characteristics of the position error and to predict its values in a probabilistic manner.

To determine the influence of the error in the length of the hydraulic cylinders on the errors of the generalized coordinates by means of position functions, an accuracy model of the driving mechanism has been developed.

A mathematical model has been developed to evaluate the position error caused by the elasticity of the hydraulic system components. Relations have been derived for reducing the linear coefficient of elasticity of the hydraulic cylinders to a rotary one centered in the hinges.

• Manipulability coefficient calculated using the Jacobian of the mechanical system. Analytical expressions have been obtained for the manipulability coefficient for a work equipment with a kinematic structure R || R || R for the following two cases:

a) When the orientation angle of the working tool is not specified. In this case it is found that the coefficient of manipulability does not depend on the angle of inclination of the boom, but only on the angles of inclination of the other two links. The optimization of the analytic expression with respect to the lengths of the units shows that their unlimited increase leads to an unlimited increase in the value of the manipulability coefficient, and therefore its value cannot serve as a criterion for choosing the length of the links. By optimizing the analytical expression for the manipulability coefficient with respect to the angles of inclination of the links, their values at which extrema are present are established. Since the coefficient of manipulability does not depend on the angle of inclination of the boom, there are infinitely many points in the workspace at which there are extremes;

b) When the orientation angle of the working tool is preset. The analytical expression for this case shows that the manipulability coefficient depends on all geometrical parameters of the digging manipulator and two geometrical configurations can be defined corresponding to the maximum and minimum values of the coefficient. The point corresponding to the maximum value was found to be located in the most commonly used part of the workspace.

For the same digging manipulator, the velocity and force ellipsoids are used to evaluate the velocity and force properties of the digging manipulator when positioned at a specific point in the workspace. It has been found that the largest ratio of the semiaxis are the ellipses near the outer boundary of the working zone, and as they approach the inner boundary they approach the circle. The manipulability coefficient along the trajectory of motion was determined and the location of the axes of the ellipses with respect to the trajectory was analyzed.

• The mathematical model proposed is suitable for investigating the force characteristics of the digging manipulator and for determining the shape and size of the potential and effective force hodographs;

• The rated digging forces determined according to the standard do not sufficiently represent the digging efficiency in the entire working area. They represent only the maximum values of the potential digging force in a particular configuration of the digging manipulator;

• Boundary hodographs and effective hodographs are suitable for analyzing digging

forces at a given configuration of a digging manipulator, but may not characterize efficiency throughout the workspace. The size and shape of the hodograph serves as an indicator of the compatibility of the characteristics of the driving mechanisms, the distribution of masses in the excavator and the digging forces;

• Corrected digging force sufficiently characterizes digging efficiency throughout the workspace, taking into account a number of additional factors. It can serve as an optimization criterion for the design of new excavators and for comparative analysis between different options.

CHAPTER 8. SOME ALGORITHMS AND SOFTWARE FOR CAD IN THE FIELD OF DESIGN AND RESEARCH OF HYDRAULIC EXCAVATORS

8.1 Purpose and scope of the chapter

This chapter provides examples of the development of algorithms and software tools that automate designers work to solve some particular problems that arise during the design and study of hydraulic excavators at different stages of the design cycle. An additional goal is the demonstration of the use of different software technologies for the implementation of the respective software tools.

8.2 CAD / CAE study of a mining hydraulic excavator

One of the tasks of the operator during carrying out excavation work in mining activities is to maintain a constant inclination of the bucket during its movement along the digging trajectory or during transportation operations. Since the bucket is attached to the stick, its inclination relative to the horizontal depends on the inclination of both the boom and the stick. This requires a constant correction of the inclination of the links by the operator in order to maintain the predetermined constant inclination of the bucket during transportation and technological operations. Figure 8.3 shows the geometrical layout of the digging manipulator.

8.2.1 Building a CAD model

The study uses a specialized module in the software system with the general application Autodesk Inventor for dynamic motion simulation in order to determine the kinematic, dynamic and force parameters of the system during a single running cycle. A number of simulations were performed using the model developed to determine the kinematic and force characteristics of both links and characteristic points.

8.3 Web based environment for analyzing static forces in hydraulic excavator joints 8.3.1 Algorithms for geometric and force static analysis of the kinematic chain

The analysis of the static forces in the joints of the excavator digging manipulator is an important stage in the design cycle of the hydraulic excavator. In most cases, in the actual digging processes, the static component of reactions in kinematic pairs prevails significantly over the dynamic ones. The main reason for this is the digging force, which is many times greater than the inertial forces in the units caused by their movement.

• An algorithm for geometric analysis of the kinematic chain

The considered kinematic chain consists of 10 links associated with 14 kinematic pairs, denoted respectively by *i* and n - i = 0, 1, ..., r, ..., s, ..., 9, n = 1, 2, ..., p, ..., q, ..., 14. The fixed base (terrain) is numbered by i = 0 and the base machine is numbered by i = 1. Point 1 relates a fixed Cartesian coordinate system {0} whose axes are horizontal and vertical.

• Algorithm for force static analysis of the kinematic chain



Fig.8.3 Geometrical layout of the digging manipulator with Tripower system

The main purpose of force static analysis is to determine the reactions in the joints under the influence of the digging force applied to the bucket, as well as the supporting reactions between the wheels and the terrain. Digging force is assumed to be applied at the tip of the bucket tooth and is set by its value and direction. The direction of the digging force is constant with respect to the digging trajectory and is defined by an angle γ with respect to the tangent at the current point of the trajectory of motion. The normal P_n and tangential P_t components of the digging force P are defined in the coordinate system $\{P\}$, which is attached to the tip of the bucket tooth and the axes and is directed along the tangent and normal to the trajectory at the current point.

Static equilibrium equations are written by applying equation (8.23) to each of the links -Fig. 8.17. The solution of the resulting system of 27 linear equations represents static reactions in all relationships. In order to determine the normal and tangential terrain forces between the wheels and the terrain, the resulting vertical and horizontal reactions in tries 1 and 2 are additionally projected along and perpendicular to the terrain.





фиг.8.17. Layout of the forces, acting on the links

8.3.2 Developing a Web-based environment for static forces determination

Algorithms for geometric and static analysis of static forces have been developed in a Web-based environment. Figure 8.18 shows a block diagram of the Web-based environment.

Страна на потребителя		Страна на сървъра	
Създаване и редакция на XML модел на механизма	HTML+JavaScript+ XML	PHP+XML	Запис на XML И генериране на Web страница
Получаване и презентация на резултатите от анализа	HTML+Canvas+ JavaScript+XML	JavaScript Functions	Изчисления и изобразяване

Fig.8.18 Structure and technologies used in the Web-based environment

8.4 3D Virtual Environment for simulating work and planning the location of machines on an earthmoving Site

8.4.1 General description of the virtual environment

The main purpose of the developed virtual environment is to visualize the location of the machines of the site. As the movement of the links of the hydraulic excavator and its

positioning in different places, as well as of the vehicle is possible, it is possible to plan and test the mutual position of the machines and to evaluate their compatibility by geometric parameters - working range, height and and others. The virtual environment is useful in deciding such issues as the suitability of a particular excavator to perform excavation work at specified geometric dimensions of the excavation, how appropriate it is to load or unload a particular vehicle, to what extent a certain sequence of unit movements is suitable for avoiding existing obstacles, what are the distances between objects, etc. Figure 8.20 shows a scene of the virtual environment and its components.

8.5 Conclusions

The development and testing of algorithms and software tools to automate engineering work in the design and study of hydraulic excavators allows us to draw the following conclusions:

• The CAD systems developed allow for a large number of what-if scenarios to be played in a short time and to make an adequate decision based on the results obtained. In the presence of software, even with such an irrational method as a trial-and-error approach, if not optimal, at least suboptimal about certain criteria can be achieved relatively quickly. Improving the performance of virtual prototypes reduces the time spent on full-scale machine testing and reduces the time and cost of implementation.

• General purpose CAD / CAE environments (especially the used Autodesk Inventor Simulation) have extensive capabilities for modeling and exploring the kinematics and dynamics of a variety of mechanisms, but do not allow specific tasks in the field of hydraulic excavator design, such as the interaction hydraulic and mechanical systems;

• Web environment is very suitable for implementation of software tools for automation of engineering work, especially when solving particular problems. The large amount of programming, computing, visualization and animation technologies make it possible to create competitive products that further leverage the benefits of the global network.

C. CONTRIBUTIONS OF THE DISSERTATION THESIS

The following contributions have been made as a result of the theoretical and experimental research carried out to achieve the goal of this dissertation thesis:

Scientific contrubituions:

1. A new generalized mathematical model of the hydromechanical system of a hydraulic excavator slewing mechanism has been developed, taking into account the elasticity of the digging manipulator in the horizontal direction and the gap in the kinematic chain, which allows a detailed study of the dynamic processes in the jointly acting mechanical and hydraulic subsystems as well as the subsequent synthesis of an automatic slewing control system. New analytical equations on the position of the center of gravity and the mass moment of inertia of the digging manipulator have been obtained as a function of the relative angles of rotation of the links by which dynamic processes throughout the workspace can be investigated;

2. New mathematical models of the hydromechanical system of construction and lifting manipulator have been developed. The differential equations of the spatial motion and of the reactions in the joints of a hydraulically driven lifting manipulator are obtained, which investigates the joint dynamic behavior of the mechanical and hydraulic subsystems of

the manipulator for the spatial motion of the payload. The models allow to take into account the elastic suspension of the base to the ground and the inertial characteristics of the links of the driving mechanisms forming closed kinematic contours;

3. A new comprehensive system of measures for the quantitative assessment of the functionality of construction and lifting manipulators has been developed, upgrading and improving the system used so far, which consists of geometric, kinematic and force indicators for evaluating the digging efficiency in the workspace. The additional system of measures makes it possible to evaluate the individual characteristics of the machines and to compare machines of the same class.

Scientific-applied contributions

1. A kinematic and dynamic model of a slewing mechanism has been developed, by which the kinematic, force and power characteristics of the mechanism for a particular machine during rotation according to the preset laws of motion have been investigated and optimized. Kinematic, force, power and ergonomic criteria are proposed for choosing the type of platform rotation law and its defining parameters, and new analytical dependencies for determining the rotation time are obtained;

2. A new approach is proposed for the optimum selection of components of the slewing mechanism for objective functions "minimum of the mass" and "minimum of the price" under imposed force and kinematic constraints. The number of possible alternative design solutions to the mechanism has been expanded by obtaining multiple suboptimal solutions;

3. New mathematical relations have been derived to determine the kinematic characteristics of the operator's seat under different rotation laws and a methodology has been developed to estimate the vibration load on the operator caused by the platform's rotation according to ISO 2631-1: 1997;

4. Generalized mathematical models of excavators for hydraulic excavators with kinematic structures R |-R|| R|| R and R |-R|| R |-T |-R are derived, which solves the forward and inverse problems of kinematics and dynamics at the level of geometry, speeds and accelerations. The models allow for multi-segment trajectory planning, with driving times determined according to preset maximum speed limits and acceleration. The obtained geometric relations are used for the synthesis of the geometrical parameters of the work equipment depending on the preset characteristics of the workspace by solving the problem of single-criteria conditional optimization;

5. A kinematic and dynamic model with four degrees of freedom of a three link hydraulic excavator digging manipulator for carrying out lifting operations was developed, by which the payload swinging during motion along a vertical straight-line trajectory and a given law of motion was investigated;

6. Kinematic models of digging manipulator of construction manipulators with redundant **degrees of freedom and kinematic structure R |**-**R |**-**T |**-**R and R|| R|| R|| R|| R|| R have** been obtained, based on solving the inverse problem of kinematics by finding the pseudo-inverse matrix;

7. A methodology for identification of the numerical values of the elastic and damping coefficients of elastic elements is proposed, based on the comparison of the experimentally determined and theoretical characteristic polynomials.

Applied contributions

1. Based on the geometric relations obtained for a planar digging manipulator with kinematic structure $R \parallel R \parallel R$, a program working in an Internet browser has been developed that can visualize the full workspace and the workspace for a certain orientation of the working tool. The program calculates the geometric characteristics of the workspace- the minimum and maximum achievable points in the vertical and horizontal, the areas of the workspace, as well as their ratio;

2. Methodologies and software tools have been developed for the CAD during solving particular tasks arising in the design of construction and lifting manipulators:

(a) Methodology for investigating the kinematic and force characteristics of a hydraulic excavator in a CAD / CAE system of general application. The methodology was used to investigate a Tripower mine excavator;

b) Web based environment for analyzing the static forces in the joints of a hydraulic excavator running in any browser. In addition to the static forces, the environment allows for a geometric analysis of the hydraulic excavator's digging manipulator;

c) 3D Web based virtual environment for simulating the operation and layout of the machines at an earthmoving site. The environment allows planning and testing of the mutual arrangement of the machines and evaluation of their compatibility by geometric measures - working range, height, etc .;

3. "Earthmoving Channel II" stand was constructed, which examined the power and kinematic characteristics of the hydraulic excavator's digging manipulator in the course of ex**cavation operations. A** "Lifting manipulator" stand was improved, which examined the characteristics of payload lifting when carrying out freely suspended payload manipulations.

D. LIST OF DISSERTATION PUBLICATIONS

1. Gruychev R., Mitrev R., Grigorov B. Experimental study of the hydromechanical system of a lifting manipulator. Bulgarian Journal of Engineering Design, Issue 5, October 2010. ISSN 1313-7530 (in bulgarian)

2. Mitrev R., Gruichev R., Pobegailo P. CAD / CAE investigation of large hydraulic mining excavator. Machine design, vol.3, 2011, N1. ISSN 1821-1259

3. Mitrev R. Kinematic modeling of linkages of mining and construction machines. IX International Scientific and Technical Conference "Readings in Memory of VR Kubachek" Technological Equipment for Mining and Oil and Gas Industry, 07-08 April 2011, Ekaterinburg. ISBN: 978-5-9967-0446-0 (in russian)

4. Janosevic D., Mitrev R., Andjelkovic B., Petrov P. Quantitative measures for the estimation of hydraulic excavator digging efficiency. Journal of Zhejiang University - Science A, 13 (12), 2012. ISSN: 1673-565X

5. Mitrev R. Web-based environment for design and analysis of hydraulic excavator. Journal of Multidisciplinary Science and Technology, vol. 2, issue 12, December 2015. ISSN: 2458-9403

6. Pobegailo P., Mitrev R. Ideal and real digging manipulator of bucket hydraulic excavators: comparison of geometric properties. Mining and Information Bulletin, N4, 2015. ISSN 0236-1493 (in russian)

7. B. Grigorov, R. Mitrev R. About the dynamics of rotation of the automobile hydraulic crane of the manipulator. Eurasian Union of Scientists, Engineering Sciences, 2 (23),

2016. ISSN 2411-6467 (in russian)

8. Mitrev R. Geometric analysis of the driving mechanisms of hydraulic excavator digging manipulator with kinematic structure RRRR. Tributilical Journal Bultrib, vol.6, 2016. ISSN: 1313-9878 (in bulgarian)

9. Mitrev R. Kinematic analysis of a hydraulic excavator digging manipulator with kinematic structure RRRR. Tributilical Journal Bultrib, vol.6, 2016. ISSN: 1313-9878 (in bulgarian)

10. Mitrev R. Geometric analysis of hydraulic excavator with kinematic structure RRRR. Bulgarian Journal of Engineering Design, Issue no. 29, April 2016. ISSN 1313-7530 (in bulgarian)

11. Mitrev R. A set of additional measures for estimating the geometric properties of the working area of a hydraulic excavator. Science, Volume 8, N4 (July-August 2016). ISSN 2223-5167 (in russian)

12. Mitrev R. Model of hydraulic excavator slewing mechanism as a basis for automation of transport and technological operations - Part 1: Kinematic model. CAx Technologies, Issue 5, December 2017. ISSN 1314-9628 (in bulgarian)

13. Mitrev R. Model of hydraulic excavator slewing mechanism as a basis for automation of transport and technological operations - Part 2: Power and power models. CAx Technologies, Issue 5, December 2017. ISSN 1314-9628 (in bulgarian)

14. Mitrev R. Investigation of the error of kinematic constraints in integrating the equations of motion of multi-link systems. CAx Technologies, Issue 5, December 2017. ISSN 1314-9628 (in bulgarian)

15. Mitrev R. Probabilistic approach to determining the characteristics of a hydraulic excavator rotation mechanism. CAx Technologies, Issue 5, December 2017. ISSN 1314-9628 (in bulgarian)

16. Mitrev R. Solving the forward and inverse problems of the geometric analysis of a hydraulic excavator with a telescopic stick. CAx Technologies, Issue 5, December 2017. ISSN 1314-9628 (in bulgarian)

17. Mitrev R. Synthesis of the geometrical parameters of the digging manipulator and the workspace of a hydraulic excavator. Bulgarian Journal of Engineering Design, Issue 33, October 2017. ISSN 1313-7530 (in bulgarian)

18. Mitrev R. Inverse kinematics of construction manipulators with redundant degrees of freedom. Bulgarian Journal of Engineering Design, Issue 37, October 2018. ISSN 1313-7530 (in bulgarian)

19. Mitrev R. Model of slewing mechanism of a hydraulic excavator taking into account the gap in the kinematic chain. Machinery Mechanics, Year XXVI, No.3, 2018. ISSN 0861-9727 (in bulgarian)

20. Mitrev R. Optimal selection of components for a hydraulic excavator swinging mechanism. Machines, Technologies, Materials, Year XII, Issue 1-2018, pp. 8-11, ISSN 1313-0226

21. Mitrev R. Optimization of the Parameters of a Hydraulic excavator swinging mechanism ", International Journal of Advanced Engineering Research and Science, vol.5, No.1, pp.013-017,2018. ISSN 2349-6495

22. Mitrev R. Mathematical modeling of the dynamics of a lifting manipulator with a freely suspended payload. CAx Technologies, Issue 6, December 2018. ISSN 1314-9628

(in bulgarian).

Short summary of the dissertation

Title: Development of the theory for designing, modelling and research of construction and lifting manipulators

Author: Rosen Peshev Mitrev

The present dissertation thesis is devoted to the development of the theoretical basis of the design, modeling and research of construction and lifting manipulators.

The process of the designing and testing of the construction and lifting manipulators has a wide variety of technical aspects that should be taken into account by researchers and designers of this types of machinery. In the most cases, these aspects are not independent of each other but are interdependent, and the effects generated determine the performance of the machine and its technical characteristics. The development of both theoretical methods and software over the last two decades provide new opportunities for improving the approaches, concepts and technical tools for the effective and competitive implementation of activities in the design cycle.

The development of the modeling and research theory of this type of machines is also motivated by the wide variety of technological processes in the modern construction, which has transformed a part of the construction manipulators and especially the hydraulic excavators into multifunctional machines working with multiple interchangeable working tools. Easily attached to the standard work equipment, they provide the ability to perform a variety of technological operations in different working conditions, resulting in a reduction in the amount of specialized machinery at the work site and, as a final result, in increasing the economic efficiency of the system. Opportunities and, accordingly, the variety of kinematic schemes of the machines have also grown from the needs of consumers that have led to mass customization in the recent years. The massive introduction of automatic or semi-automatic digging systems led to an increase in the accuracy of the work done, as well as to facilitating the work of the operator and reducing occupational diseases. The tendency for partial or complete automation and robotization of the construction machines is particularly evident in the development of machines designed to work on the Moon and Mars, with an increase in development of this type.

An important aspect in the design of hydraulically driven construction and lifting manipulators is the consideration of the interaction of the hydraulic and mechanical sub-systems of the machine, leading to the need for their mathematical modeling. This need is further enhanced by the great variety of external forces arising from technological operations and which should be taken into account when designing and testing the machinery. Tipically there are periodic, impact, vibrational, etc. loads that greatly influence system performance and enhance the effects of interaction between the two subsystems. The thesis has developed a number of new mathematical models and methodologies as well as improved ones, whose main purpose is to allow complete and comprehensive research and development of competitive machines, taking into account the presence in most cases of limited information, financial and technical resources. The developed mathematical models and software tools mainly deal with the following technical aspects: 1) Methods, approaches and concepts in the design and study of construction and load handlers; 2) Methods, approaches and concepts for kinematic and dynamic modeling of the rotation mechanisms and work equipment of construction and lifting manipulators; 3) Indicators used to assess the functionalities of construction and lifting manipulators; 4) Concepts and instrumentation used for computer aided design and study of lifting and construction manipulators; 5) Methods for the synthesis of the parameters of the workspace and the geometric parameters of the links; 6) Ergonomic characteristics of the slewing mechanisms of the construction manipulators and their evaluation according to the applicable standards; 7) Experimental methods and tools for the study of lifting and construction manipulators.