

постійного струму / Р. В. Краснов та ін. // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2007. – Вип. 18. – С. 29-31.

2. Некрасов, О. А. Вспомогательные машины электроподвижного состава переменного тока / О. А. Некрасов. – М.: Транспорт, 1967. – 168 с.

3. Чиликин, М. Г. Общий курс электропривода / М. Г. Чиликин, А. С. Сандлер. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.

4. Сыромятников, И. А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей. / И. А. Сыромятников.; под ред. Л. Г. Мамиконянца – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 200 с.

5. Гладырь, А. И. Трогание и пуск как фазы единого процесса / А. И. Гладырь // Научн. труды КГПУ. Вып. 1 /2001(10) – С. 24-29.

6. Механічні пошкодження електродвигунів компресорів та їх зв'язок з тривалістю першого етапу пуску / Р. В. Краснов та ін. // Збірник статей Харківської національної академії міського господарства. – 2013. – Вип. 109. – С. 122 – 127.

7. Технічний паспорт компресора ЭК-7Б електропоїзда постійного струму ЭР-1, ЭР-2. 1982. – 24 с.

Анотації:

В статті проведено аналіз роботи існуючого захисту електродвигунів компресорів ДК-409 електропоїздів постійного струму ЭР-1, ЭР-2 і доведена доцільність заміни вказаного захисту на більш сучасний так як даний тип захисту свої функції не виконує.

Ключові слова: електродвигун компресора, апарати захисту, перевантаження, теплове реле, момент опору, електропоїзд.

В статье проведен анализ работы существующей защиты электродвигателей компрессоров ДК-409 электропоездов постоянного тока ЭР-1, ЭР-2 и доказана целесообразность замены указанной защиты на более современную так как данный тип защиты свои функции не выполняет.

The article analyzes the protection of the existing compressor motor DK-409 electric DC ER-1, ER-2 and the expediency of replacing the specified protection to a more modern as the given type of protection does not perform its function.

УДК 629.4.075

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., професор (НТУ «ХП»)

БОНДАРЕНКО А.І., к.т.н., доцент, докторант (НТУ «ХП»)

КОЖУШКО А.П., аспірант (НТУ «ХП»)

Порівняльний аналіз математичних моделей процесу розгону універсальних самохідних машин

Вступ

Сучасні колісні трактори останнім часом почали широко використовуватися не тільки при виконанні сільськогосподарських операцій, транспортних робіт в сільській місцевості і містах, але й як промисловий транспорт, і як мотовози (рис. 1), що дуже ефективно в порівнянні з тепловозами за рахунок маневреності, оперативності та

мобільності, високого коефіцієнта використання техніки, економічності, низьких експлуатаційних витрат.

Мотовози на базі тракторів здатні замінити маневрові тепловози середнього класу на підприємствах гірської, хімічної, металургійної промисловості, а також в морських і річкових портах, на складах, елеваторах, на ремонтно-будівельних і інших підприємствах з наявністю під'їзних

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ

шляхів. Призначені для транспортування вагонів (цистерн, платформ) під завантаження, формування складів, виконання маневрових робіт з рухомим складом на гірках і під'їзних коліях

підприємств. Мотовози на базі тракторів володіють високими тяговими властивостями за рахунок доброго зчеплення пневмоколіс.



Рис. 1. Маневровий тягач ТМ1.175 при роботі на під'їзних коліях

Рішення задач, пов'язаних з дослідженням процесу розгону, руху, гальмування, неможливе без використання адекватної математичної моделі. Під моделлю розуміється якийсь об'єкт-замінник, який в певних умовах замінює об'єкт-оригінал, що вивчається, відтворюючи найбільш істотні його властивості. Існує велике різноманіття математичних моделей, кожна з яких має певні допущення та може використовуватися для рішення окремих задач. Розглянемо та проаналізуємо найбільш розповсюджені математичні моделі процесу розгону колісних тракторів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Дослідженню динаміки розгона колісних тракторів присвячені чисельні праці: Барського І.Б., Гамаюнова О.М., Кутькова Г.М., Львова Є.Д., Подригала М.А., Самородова В.Б., Сотнікова А.Л., Чудакова Д.А., Щукіна М.М. та ін. [1 – 12].

В роботах [1 – 12] відзначається, що проблема розгону колісного трактора має декілька аспектів. Одними з основних є підбір оптимальної швидкості, динаміка робочого процесу двигуна, навантаження

на деталі і вузли трактора, тривалість розгону, умови роботи водія і так далі.

Мета дослідження, постановка задачі

Метою даної роботи є аналіз найбільш розповсюджених математичних моделей процесу розгону колісних тракторів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- проаналізувати існуючі програмні комплекси, що дозволяють моделювати процес розгону колісних тракторів;
- визначити переваги і недоліки існуючих математичних моделей процесу розгону та випадки їх застосування.

Порівняльний аналіз математичних моделей процесу розгону колісних тракторів

З кінця 80-х років в Брянському державному технічному університеті (Росія) під керівництвом професора Погорелова Д.Ю. розробляється універсальний інструмент аналізу кінематики і динаміки механічних систем –

програмний комплекс “Універсальний механізм” [1].

Численними дослідницькими роботами, виконаними користувачами програмного комплексу “Універсальний механізм”, підтверджена коректність автоматизованого синтезу і численого вирішення рівнянь руху досліджуваних механічних систем. Адекватність отримуваних результатів залежить від прийнятих розрахункових схем – і це вже не стосується програмних комплексів, а стосується досвіду і кваліфікації дослідника.

Спочатку програма “Універсальний механізм” була орієнтована на моделювання загальних систем абсолютно твердих тіл без урахування їх особливостей. На даний момент програма “Універсальний механізм” включає декілька спеціалізованих модулів моделювання динаміки технічних систем, таких як: “автомобілі” (UM Automotive), “гусеничні машини” (UM Caterpillar) і т.п.

В даний час для моделювання динамічних процесів в самохідних машинах використовуються наступні програмні продукти: ADAMS/CAR, UMTRI Yaw/Roll constant velocity, AUTOSIM, LMS.DADS, SYM-PACK. Всі програми даного типу автоматизують процес формування рівнянь руху конкретної механічної системи на основі опису інерційних, геометричних, кінематичних параметрів, моделей силових взаємодій, вибраних або заданих користувачем [1].

В “Універсальному механізмі” реалізовано три алгоритми формування рівнянь руху, що розрізняються за числом арифметичних операцій, необхідних для формування рівнянь руху: прямий метод, методи складених та сполучених тіл. Для кожного конкретного модельованого об'єкта найбільш ефективним є один з цих методів. В “Універсальному механізмі” реалізована процедура автоматичного визначення найбільш ефективного алгоритма. Більше того, для різних зовнішніх підсистем в межах одного об'єкта можуть бути вибрані різні методи.

Метою численого аналізу моделі технічної системи є дослідження її властивостей з використанням комп'ютерної (чи віртуальної) моделі. Основний інструмент аналізу – численне інтегрування нелінійних рівнянь руху.

Поряд з численним інтегруванням рівнянь руху, в “Універсальному механізмі” передбачені інші способи аналізу: пошук положення рівноваги та аналізу їх стійкості; лінеаризації рівнянь у межах положення рівноваги та стаціонарних рухів і традиційний аналіз лінеаризації рівнянь (розрахунок власних частот і форм коливань, визначення коренів характеристичних рівнянь та відповідних власних векторів).

На відміну від більшості програм моделювання динаміки систем тіл, “Універсальний механізм” надає користувачеві можливість отримувати візуальну інформацію про рух об'єкта та його динамічні і кінематичні характеристики безпосередньо в процесі моделювання, а не після того, як інтегрування рівнянь буде завершено.

Ціна за безстрокову академічну ліцензію програми “Універсальний механізм”, модуль UM Automotive на одне робоче місце, яка передбачає використання програми в наукових і учбових цілях в рамках вищих учбових закладів, і науково-дослідних інститутів та забороняє використання програми в цілях отримання прибутку, складає мінімум 1000 доларів США.

Зі всього вище сказаного витікає, що застосування стандартних програмних продуктів не завжди прийнятно: по-перше, програмні продукти достатньо дорогі, по-друге, не завжди дозволяють вирішити поставлену задачу, так як налаштовані на вирішення конкретних завдань.

Виходом з ситуації, що склалася, є самостійне складання фізичної і математичної моделі з подальшим вирішенням систем отриманих диференціальних рівнянь з використанням обчислювальної техніки.

Залежно від поставленої мети, можуть використовуватися декілька методів представлення математичних моделей динаміки трактора: «плоска» модель, багатомасова нелінійна модель.

Рішення окремих задач динаміки трактора засноване на застосуванні так званої «плоскої» моделі, яка в більшості випадків дозволяє одержати аналітичні рішення. Доцільність такого підходу полягає в тому, що в цьому випадку трапляється нагода розкрити фізичну суть процесів і аналізом встановити вплив того або іншого чинника (конструктивного параметра) на динаміку трактора. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки трактора за умови дії порівняно малих бічних сил.

Використання багатомасової нелінійної моделі дозволяє досліджувати динаміку трактора з урахуванням зміни розвалу коліс, впливу непідресорених мас і їх розташування, дії великих бічних сил, впливу трансмісії та інших чинників.

При дослідженні динаміки мобільних машин широко використовується принцип Германа-Даламбера-Ейлера, оснований на використанні так званих сил інерції, дозволяючи математично привести рівняння динаміки до рівнянь статичності (квазистатичності). Застосування принципу Даламбера при дослідженні динаміки мобільних машин може, в деяких випадках, привести до помилок, обумовлених використанням фіктивних сил інерції. Цих помилок можна уникнути, як відмічається в роботі [2], при переході з силового простору для векторної суми в простір прискорень, тобто при приведенні всіх сил, діючих на машину, к парціальним прискоренням.

В роботі [2], на прикладі експериментальної оцінки тягових та енергетичних властивостей машинно-тракторних агрегатів, наведені можливості метода парціальних прискорень. Отримані залежності дозволяють не тільки оцінити тягові та енергетичні показники тракторів по величинах парціальних прискорень, але забезпечити діагностику їх технічного стану.

Аналіз динамічних властивостей машинно-тракторних агрегатів спрощується за рахунок використання інерційних вимірювальних систем з інтелектуальними датчиками прискорень та процедур обробки результатів випробувань не в просторі сил, а в його прообразі – метричному просторі прискорень [2].

Рівняння Лагранжа II роду є одним з універсальних підходів для запису рівнянь руху будь-якої механічної системи [3].

Трудомісткість виведення рівнянь Лагранжа дуже велика, а їх запис в явній формі достатньо громіздкий. Не дивлячись на це, для дослідження показників таких експлуатаційних властивостей, як паливна економічність, тягово-швидкісні властивості, продуктивність, аналіз силового приводу машин, гальмування самохідних машин, оптимізація конструктивних параметрів допустимо і бажане застосування класичних рівнянь Лагранжа. При дослідженні завантаженої силової передачі, особливо в динамічних режимах роботи з коливальними і перехідними процесами, необхідно враховувати реактивні і неголономні зв'язки, тобто в математичні моделі вводити додаткові приведені маси та множники або переходити до рівнянь математичної фізики в часткових похідних, що забезпечує підвищення адекватності математичної моделі.

В своїй роботі Львов Є.Д. розгін машинно-тракторного агрегату розділяє на два періоди: рух з місця і розгін. Рухом з місця він вважає той проміжок часу, впродовж якого відбувається буксування муфти зчеплення. У момент вирівнювання кутових швидкостей веденого і ведучого валів муфти зчеплення настає період розгону агрегату [4].

Рух з місця та розгін машинно-тракторного агрегату автором [4] описуються наступним чином. При нейтральному положенні шестерень в трансмісії та увімкненою муфтою зчеплення, запускається двигун. Водій вимикає муфту зчеплення та вмикає потрібну йому передачу в трансмісії, на якій він буде працювати на тракторі. На

початку періоду вмикання муфти зчеплення між ведучим та веденими дисками відбувається буксування, а на ведену частину муфти передається невеликий крутний момент. По мірі зниження буксування муфти зчеплення крутний момент, переданий нею, наростає та досягає значення, щоб подолати сили опору переміщення трактора. Період руху з місця характеризується збільшенням кутової швидкості веденої частини муфти та збільшенням швидкості поступального руху тракторного агрегату. Кутова швидкість колінчастого валу двигуна в цей період знижується в зв'язку з гальмуючою дією моменту тертя муфти зчеплення.

Період розгону тракторного агрегату починається з моменту вирівнювання кутових швидкостей колінчастого валу і валу муфти зчеплення, тобто момент закінчення буксування муфти зчеплення.

Фактори, які впливають на величину завантаженості в тягово-зчіпному пристрої при русі з місця та розгоні, залежать від конструктивних та експлуатаційних параметрів. До конструктивних факторів відносять: жорсткість пружного зв'язку, демпфіруючий опір, величину зазорів в тягово-зчіпному вузлі, масу ланок та їх співвідношення між собою. Експлуатаційні фактори охоплюють: темп прикладання та величину рушійних сил, характер режиму руху та швидкості трактора, дорожні умови та деякі інші показники.

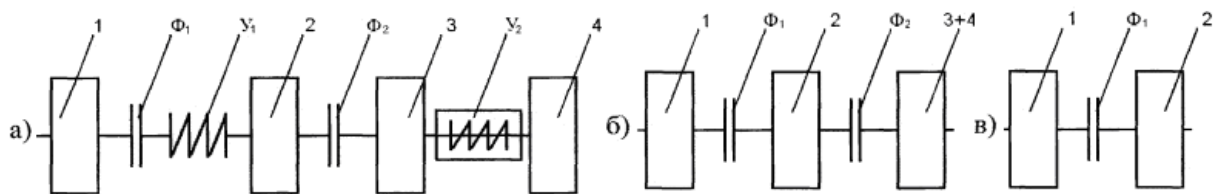
Чудаков Д.А. пропонує при дослідженні процесів розгону замість тракторного агрегату розглядати модель, еквівалентну йому в динамічному

відношенні. До складу моделі повинні входити маховики, які замінюють окремі маси агрегату, що обертаються і поступально рухомі, фрикційні елементи, що імітують роботу муфти зчеплення трактора і буксування його рушіїв, пружні ланки, що характеризують податливість деталей трансмісії, ведучих коліс і зчеплення [5].

Для дотримання динамічної подібності даної еквівалентної моделі реальному машинно-тракторному агрегату маховики підбирають так, щоб кінетична енергія кожного з них була рівна сумарній кінетичній енергії замінюваних ним мас. Принципи подібності повинні також дотримуватися при виборі решти елементів динамічної моделі. Найповніше відповідає вказаним умовам чотирьохмасова динамічна модель тракторного агрегату (рис. 2).

Якщо нехтувати впливом пружності ланок, то динамічна модель тракторного агрегату спрощується і перетворюється на трьохмасову.

Подальше спрощення динамічної моделі може бути досягнуте, якщо не враховувати буксування тракторних рушіїв. Таким чином, виходить двохмасова динамічна модель тракторного агрегату. Аналіз процесу розгону в роботі Чудакова Д.А. базується на спрощеній двохмасовій динамічній моделі. Всі допущення в цій моделі є чинниками, що ускладнюють можливість точного розрахунку і моделювання процесу розгону, оскільки вони передбачають одночасне прискорення відразу всіх мас агрегату, що розганяються.

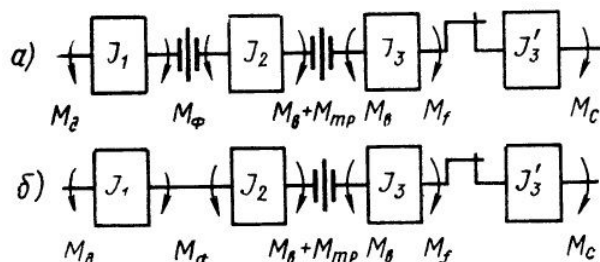


1, 2, 3, 4 – маховики; Φ_1, Φ_2 – фрикційні муфти; Y_1, Y_2 – пружні ланки

Рис. 2. Динамічні моделі, еквівалентні тракторному агрегату в період розгону (по Чудакову Д.А.): а – чотирьохмасова; б – трьохмасова; в – двох масова

У своїй роботі Барський І.Б. розглядає одночасно динамічну схему машинно-тракторного агрегату з механічною і гідравлічною трансмісіями та проводить порівняльний аналіз в період руху з місця і розгону. Динамічна схема тракторного агрегату механічної трансмісії в період руху з місця (рис. 3) є

чотирьохмасовою системою з двома муфтами, однією з яких є муфта зчеплення трактора, а другою – рушій, що взаємодіє з ґрунтом. У момент закінчення буксування муфти зчеплення динамічна схема агрегату на основі трактора з механічною трансмісією перетворюється на двохмасову [6].



J_i – моменти інерції рушійних частин машинно-тракторного агрегату;

M_i – обертаючі моменти машинно-тракторного агрегату

Рис.3. Динамічна схема машинно-тракторного агрегату з механічною трансмісією (по Барському І.Б.): а – в період руху з місця; б – в період розгону

Найбільша кількість чинників, що впливають на рух з місця і розгін, врахована в роботі Щукіна М.М. [7]. Він вказує на те, що при русі з місця найістотніший вплив на взаємодію тягача з причепом надає характер зміни моменту тертя, що передається фрикційною муфтою зчеплення в період її буксування. Автор розглядає рух тягача з причепом під впливом зовнішніх сил, завдяки чому отримує рівняння сил тяги, підведених до ведучих рушіїв тягача з причепом.

В роботах [8 – 10] наведені комплексні «плоскі» математичні моделі процесу розгону колісного трактора, що включають опис двигуна внутрішнього згорання, гідрооб'ємно-механічної трансмісії, взаємодію коліс з опорною поверхнею, враховують силу тяги на гаку та буксування. Представлені комплексні математичні моделі розгону трактора з гідрооб'ємно-механічною трансмісією дозволяють дослідити зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії при буксуванні коліс та вплив гідрооб'ємно-

механічної трансмісії на процес буксування.

Висновки

Застосування стандартних програмних продуктів для моделювання динаміки розгону колісних тракторів не завжди прийнятно: по-перше, програмні продукти достатньо дорогі, по-друге, не завжди дозволяють вирішити поставлену задачу, так як налаштовані на вирішення конкретних завдань. Виходом з ситуації, що склалася, є самостійне складання фізичної і математичної моделі з подальшим вирішенням систем отриманих диференціальних рівнянь з використанням обчислювальної техніки.

Застосування принципу Даламбера при дослідженні динаміки мобільних машин може, в деяких випадках, привести до помилок, обумовлених використанням фіктивних сил інерції. Цих помилок можна уникнути, як відмічається в роботі [2], при переході з силового простору для векторної суми в простір прискорень, тобто при

приведенні всіх сил, діючих на машину, к парціальним прискоренням.

Рівняння Лагранжа II роду є одним з універсальних підходів для запису рівнянь руху будь-якої механічної системи. Трудомісткість виведення рівнянь Лагранжа дуже висока, а їх запис в явній формі достатньо громіздкий. Не дивлячись на це, для дослідження показників таких експлуатаційних властивостей як паливна економічність, тягово-швидкісні властивості, продуктивність, аналіз силового приводу машин, гальмування самохідних машин, оптимізація конструктивних параметрів допустимо і бажане застосування класичних рівнянь Лагранжа.

В роботах Львов Є.Д., Чудакова Д.А., Барського І.Б., Щукіна М.М. [4 –7] наведені математичні моделі, які дозволяють встановити вплив того або іншого чинника (конструктивного параметра) на динаміку трактора. Комплексні «плоскі» математичні моделі процесу розгону колісного трактора з гід्रोоб'ємно-механічною трансмісією, що наведені в роботах [8 – 10], дозволяють дослідити зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів гід्रोоб'ємно-механічної трансмісії при буксуванні коліс та вплив гідрооб'ємно-механічної трансмісії на процес буксування. Проте всі ці моделі [4 – 10] дозволяють одержати достатньо точний якісний опис динаміки трактора за умови дії порівняно малих бічних сил.

Список літератури:

1. Погорелов Д.Ю. Компьютерное моделирование динамики технических систем с использованием программного комплекса “Универсальный механизм” / Д.Ю. Погорелов // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2005. – № 4. – С. 27 – 34.
2. Артемов Н.П. Метод парциальных ускорений и его применение при исследовании динамики мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, О.П. Алексеев, В.П. Волков, М.А. Подригало, А.С. Полянский // Вестник Харьковского

национального автомобильно – дорожного университета и Северо-Восточного научного центра Транспортной академии Украины. – 2009. – № 44. – С. 33 – 36.

3. Сотников А.Л. Компьютерно-ориентированный автоматический синтез уравнений движения механических систем / А.Л. Сотников // Автоматизация производственных процессов в машиностроении та приладобудування. – 2008. – № 42. – С. 101 – 122.

4. Львов Е.Д. Теория трактора / Е.Д. Львов. – Л.: Машгиз, 1960. – 252 с.

5. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М.: “Колос”, 1972. – 384 с.

6. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.

7. Щукин М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей / М.М. Щукин. – Л.: Машгиз, 1961. – 206 с.

8. Самородов В.Б. Динамика процессу розгону колісних тракторів серії Fendt 900 Vario / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 1/3 (61). – С. 4 – 11.

9. Самородов В.Б. Динамика процессу розгону колісного трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з гідрооб'ємно-механічною трансмісією / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 6/7 (60). – С. 15 – 19.

10. Самородов В.Б. Результаты математического моделирования сложной динамической системы двигатель – гидрообъемно-механическая трансмиссия – колесный трактор / В.Б. Самородов, А.В. Рогов // Тракторная энергетика в растениеводстве. – 2001. – № 4. – С. 109 – 117.

11. Тракторы: Теория / [Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др.]; под ред. В.В. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

12. Михайловский Е. Теория трактора и автомобиля: учебн. [для студ.

высш. учебн. зав.] / Е. Михайловский, В. Цимбалін. – М.: “Сельхозгиз”, 1960. – 336 с.

Анотації:

В роботі проаналізовані існуючі програмні комплекси, що дозволяють моделювати процес розгону універсальних самохідних машин, визначені переваги і недоліки існуючих математичних моделей процесу розгону на прикладі колісних тракторів, а також випадки їх застосування.

Ключові слова: універсальна самохідна машина, математична модель, розгін, розрахункова схема.

В работе проанализированы существующие программные комплексы, которые позволяют моделировать процесс разгона универсальных самоходных машин, определены преимущества и недостатки существующих математических моделей процесса разгона на примере колесных тракторов, а также случаи их применения.

Ключевые слова: универсальная самоходная машина, математическая модель, разгон, расчетная схема.

In work the analysed existent programmatic complexes, which allow to design the process of acceleration of universal self-propelled machines, certain advantages and lacks of existent mathematical models of process of acceleration of the wheeled tractors, and also cases of their application.

Keywords: universal self-propelled machine, mathematic model, movement, design scheme.

УДК 621.512

БРАТЧЕНКО О.В., к.т.н., доцент (УкрДАЗТ)

Особливості використання методу перетворення координат в дослідженнях кінематики кривошипно-шатунних механізмів

Постановка задачі і аналіз останніх результатів досліджень

Сучасний тяговий рухомий склад залізниць характеризується наявністю наукоємних технічних засобів, в конструкції яких широко застосовуються важільні механізми. Так, енергетичні установки магістральних та маневрових тепловозів експлуатаційного парку Укрзалізниці обладнані рядними та V-подібними дизелями, а для живлення їх гальмових систем стислим повітрям використовуються поршневі компресори. У останній час особливого значення набуває проблема забезпечення їх експлуатаційної надійності та довговічності [1]. Це визначає необхідність проведення розрахунково-експериментальних досліджень з визначення напружено-деформованого стану окремих деталей, вузлів і механізмів дизелів і компресорів, до яких у першу

чергу належить кривошипно-шатунний механізм (КШМ).

Особливе значення при розв'язанні вказаної задачі має оцінювання напружено-деформованого стану колінчастого вала. Це потребує проведення розрахункових досліджень динаміки КШМ у цілому для визначення діючих сил, оцінювання міцності деталей [2]. З урахуванням складності таких досліджень актуальною є розробка відповідних математичних моделей, які базуються на сучасних підходах до виконання силового розрахунку, проведення якого у свою чергу потребує розробки відповідних математичних описань для аналітичного дослідження кінематики ланок КШМ.

В літературі достатнє описання отримали підходи до кінематичного аналізу, які базуються на спрощених методиках [3]. Як більш точними, орієнтованими на автоматизованого