

$Z = X_1 + iX_2$ модуль которой $|Z| = \sqrt{X_1^2 + X_2^2}$.

Можно записать

$$\Omega_1(Z) = a_1 + ib_1 = \int_a^b \sigma_{ij} \frac{d\zeta}{\zeta - 2}, \quad \Omega_{21}(Z) = a_2 + ib_2 = \int_a^b r_{ij} \frac{d\zeta}{\zeta - 2}.$$

Устремляя Z к X_1 снизу получим

$$\Omega_1(Z) = \int_a^b \sigma_{ij} \frac{d\zeta}{\zeta - 2} - i\pi(\sigma_{ij}), \quad \Omega_{21}(Z) = \int_a^b r_{ij} \frac{d\zeta}{\zeta - 2} - i\pi(r_{ij}).$$

Преобразовывая интегральные соотношения с помощью функций Уиттекера и вырожденных гипергеометрических функций приходим к системе уравнений, на основании которой можно записать выражение для определения длины площадки контакта. В итоге уравнения состояния реологически сложной среды рядом преобразований приводятся к виду удобному для применения метода сопряжения, определяются фиктивные напряжения и деформации в зоне контакта, после чего осуществляется переход к истинным напряжениям.

Литература

1. Мухелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. М. Наука, 1966, с.425
2. Галин Л.А., Горячева И.Г. Асимметричная контактная задача теории упругости при наличии износа ПММ. 1977, т.41, вып.5, с.15-19

УДК 629.114.2

МОДЕРНИЗАЦИЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Бобровник А.И., докт. техн. наук, ст. н. сотр., **Дивин К.И.**, аспирант
УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь

В условиях рыночной экономики, и особенно в период экономического кризиса, остро встает проблема поиска новых методов снижения энергоемкости, создания новых технологий эксплуатации и снижения энергетических и материальных ресурсов. В последнее время все больший интерес конструкторов вызывают системы рулевого управления колесных машин.

Известно устройство рулевого управления, содержащее рулевое колесо и рулевой вал, вращение с которого парой «червяк-ролик» или парой «сектор-рейка» преобразуется в поступательное движение и с помощью элементов рулевой трапеции передается на управляемые колеса. [1]

Недостатками данного устройства являются значительные прилагаемые усилия, а также неточность выполнения условий выражения

$$\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = L/M, \quad (1)$$

где β – угол поворота наружного колеса; α – угол поворота внутреннего колеса; L – шкворневая колея машины; M – база машины.

Известно также устройство рулевого управления, состоящее из насоса-дозатора, одного двухштокового или двух одноштоковых дифференциальных гидроцилиндров, осуществляющих поворот, насоса питания, гидравлической арматуры, а также поперечной рулевой тяги и поворотных рычагов, образующих совместно с передним мостом рулевую трапецию. [2]. К недостаткам известного устройства относятся низкие компоновочные возможности, создаваемые наличием поперечной рулевой тяги, а также невозможность обеспечения применяемыми на практике методами точного соотношения углов поворота внутреннего и наружного управляемых колес, которое требуется теоретической зависимостью (1), что приводит к повышенному износу шин управляемых колес, увеличению напряжений на элементах силовой части рулевого управления, невозможностью рациональной компоновки узлов.

Аналитическая связь между углами поворота управляемых колес трактора и параметрами данной рулевой трапеции описывается уравнением (2) [3]:

$$\beta = \theta + \arctg \frac{m \cos(\theta + \alpha)}{L - m \sin(\theta + \alpha)} - \arcsin \frac{m - 2L \sin \theta - 2m^2 \sin^2 \theta - L^2 \sin(\theta + \alpha)}{\sqrt{L^2 + m^2 - 2Lm \sin(\theta + \alpha)}} \quad (2)$$

где m - длина бокового рычага; θ - угол наклона бокового рычага.

При выборе параметров рулевой трапеции необходимо обеспечить минимально возможную разницу между теоретическим (по выражению 1) и фактическим (по выражению 2) углами поворота управляемых колес при максимальном угле α_{\max} поворота внутреннего управляемого колеса по отношению к центру поворота.

Для современных отечественных тракторов, например марок Беларусь 2522 или Беларусь 3022, α_{\max} составляет 40° . При этом $\beta_{\text{теоретич}}$ составит $30,84^\circ$, а $\beta_{\text{факт}}$ - $32,09^\circ$. Разница $\beta_{\text{факт}} - \beta_{\text{теоретич}}$ составляет $1,25^\circ$, и если учесть, что разность между углами поворота внутреннего и наружного колес в нашем случае составляет $9,16^\circ$, то погрешность составит 14 %, что не является приемлемым для современного машиностроения.

Задачей полезной модели является уменьшение износа шин управляемых колес при криволинейном движении трактора и улучшение компоновочных свойств.

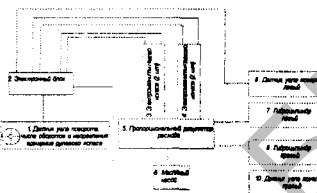


Рисунок 1 — Блок-схема предлагаемого устройства

Задача решается за счет того, что в предлагаемом устройстве, включающем поворотные рычаги и рулевые гидроцилиндры, установлен электронный блок для обработки сигналов, поступающих с датчиков углов поворота рулевого колеса и каждого из управляемых колес, а также смонтирован пропорциональный электромагнитный регулятор расхода масла, позволяющий более точно дозировать порции масла, подаваемого в рулевые гидроцилиндры. Устройство состоит из датчика угла поворота, числа оборотов и направления вращения рулевого колеса 1, электронного блока 2, пропорционального регулятора расхода 5 с электромагнитами 3 и 4, а также масляного насоса 6, гидроцилиндров 7, 8 и датчиков угла поворота колес 9, 10. Устройство работает следующим образом. При криволинейном движении транспортного средства сигнал с датчика положения и числа оборотов рулевого колеса 1 поступает в электронный блок 2, в котором формируются управляющие сигналы для электромагнитов 3, 4 пропорционального регулятора расхода 5, которые дозируют количество масла, поступающее от масляного насоса 6 в рулевые гидроцилиндры 7, 8. Одновременно управляющие сигналы, сформированные электронным блоком, сравниваются с сигналами датчиков угла поворота управляемых колес 9, 10 о фактическом состоянии рулевых гидроцилиндров 7, 8 и при наличии рассогласования электронным блоком 2 вырабатывается окончательный управляющий сигнал, который и поступает на выполнение. При этом наличие рулевой трапеции становится необязательным, и поперечная рулевая тяга может быть удалена, что обеспечит значительное улучшение компоновочных возможностей.



Рисунок 2 — Схема расположения рулевых гидроцилиндров и поворотных рычагов для установки сходимости и укрупненная схема хомута фиксации

Сходимость передних колес при этом обеспечивается установкой относительно управляемого колеса 11 упора 12, рулевого гидроцилиндра 7 с хомутами 13 и поворотного рычага 14 так, как показано на фигура 2 и может изменяться за счет изменения активной длины штоков гидроцилиндров путем их поворота по резьбе фиксируемых болтами хомутов 13. Применение электроники в рулевом управлении позволит более точно осуществлять поворот управляемых колес на углы, требуемые зависимости (1), что обеспечит уменьшение износа шин управляемых колес. Кроме того, применение данного устройства значительно улучшит компоновочные возможности и позволит снизить металлоемкость за счет удаления поперечной рулевой тяги.

Литература

1. Ксеневиц И.П. и др. Трактор МТЗ-80 и его модификации / И.П. Ксеневиц, П.А. Амельченко, П.Н. Степанюк. – М.: Агропромиздат, 1991. – С. 192-195.
2. Трактор «БЕЛАРУС-3022В» и его модификации. Руководство по эксплуатации. – Мн.: РУП «Минский тракторный завод», 2005. – С. 181-188.
3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». – М.: Машиностроение, 2004. – С. 524-530.
4. Устройство для изменения положения управляемых колес при криволинейном движении: пат. 5331 Респ. Беларусь, МПК (2006) В 62 D 7 / 00 / А.И. Бобровник, А.Г. Стасилевич, С.Б.Шматко, К.И. Дивин; заявитель УО «Белорусский государственный аграрный технический университет». - № u 20080656; заявл. 14.08.08; опубл. 16.03.09 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. - № 3.

УДК 631.22.018

СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРИ УБОРКЕ И УТИЛИЗАЦИИ НАВОЗА

Кольга Д.Ф., к. т. н., доцент, Сыманович В.С., к. т. н., доцент, Колодыко Э.В., Старовойт И.Н.

*УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь*

На современных животноводческих фермах и комплексах по производству говядины животных содержат без подстилки и на подстилке. Наибольшее распространение получил бесподстилочный способ, поскольку он менее трудоемкий, допускает широкое применение комплексной механизации и автоматизации. Однако на ряду с преимуществами гидравлические системы имеют существенный недостаток, который заключается в том, что для удаления навоза необходимо расходуется воды превышающей в 5-9 раз количества выхода экскрементов. Это приводит к дополнительному подъему воды со скважины, резкому росту транспортных расходов, необходимостью иметь дополнительные бетонные навозохранилища, опасность распространения гельминтов и патогенной микрофлоры, засорению семенами сорняков и т. д. Предпринимаемые мероприятия по совершенствованию гидравлических систем удаления навоза не приводят к желаемым результатам.

Однако промышленная технология производства животноводческой продукции, предусматривающая концентрацию больших групп животных на ограниченной площади. При выборе технических средств для удаления и обработке навоза и последующего его рационального использования с учетом требований охраны природной среды большую роль играет правильное определение количества, физико-механические свойства экскрементов животных. Расчеты показывают, что повышение влажности навоза обуславливает значительное увеличение его объема: при влажности навоза 90, 92, 94, 95, 96, 97, 98, 99% объем его возрастает соответственно на 100, 125, 167, 200; 250, 293, 500, 1000%. Удаление навоза из производственных помещений наиболее трудоемкий процесс, составляющий 30-50% трудовых затрат по уходу за животными. Это один из главных процессов на комплексе, от которого зависят общий объем навоза, скапливающегося на комплексе или ферме, физико-химические показатели его, эффективность использования в растениеводстве как органического удобрения, обеспечения охраны окружающей среды от загрязнения, а также суммарные затраты, связанные с его дальнейшей обработкой, транспортированием и