

УДК 631.35

СНИЖЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ МОСТА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС КОСИЛКИ САМОХОДНОЙ ПУТЕМ РАЦИОНАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

А. Н. КОНДРАШОВА, Д. В. ДЖАСОВ, А. С. ШАНТЫКО

*Научно-технический центр комбайностроения
ОАО «Гомсельмаш», Республика Беларусь*

В. Б. ПОПОВ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Ключевые слова: косилка самоходная, механизм поворота колес, нагруженность конструкции моста, замыкание гидроцилиндра, интегрированный критерий.

Введение

При проектировании моста управляемых колес косилки самоходной приходится решать большое количество разных по содержанию задач. Это – обеспечение управляемости, минимизация увода, обеспечение жесткости и прочности, снижение материалоемкости. Общие приемы проектирования мостов управляемых колес широко освещены в специальной технической литературе [1]–[3]. Подбор и оптимизация механизма поворота колес проводится на ранней стадии проектирования методами, описанными в [4], 5], с целью обеспечения управляемости и минимизации углов увода. В [6] также описаны основные приемы и принципы обеспечения прочности моста управляемых колес. При проектировании механизма поворота колес определяются силовые факторы, которые действуют на элементы моста. Именно с учетом действия этих факторов должна быть обеспечена достаточная прочность конструкции моста.

На большинстве моделей высококлиренсных самоходных косилок применяется двухцилиндровая схема поворота колес. Использование этой схемы позволяет снизить потребное давление для поворота колес и стабилизировать его во всем диапазоне поворота. Однако при введении в конструкцию двухцилиндровой схемы, необходимо помнить о том, что два гидроцилиндра в крайнем положении не замыкаются одновременно. Поэтому реакция на замкнутом гидроцилиндре от силы незамкнувшегося гидроцилиндра с противоположной стороны будет разная. Эта реакция может привести как к снижению нагруженности отдельных локальных мест конструкции моста, так и к увеличению до предельных значений.

Целью исследования является формирование методики по выявлению того гидроцилиндра, замыкание которого в крайнем положении позволит минимизировать нагруженность конструкции моста и обеспечит его прочность при минимальной материалоемкости.

Постановка задачи

Для снижения нагруженности элементов конструкции моста необходимо минимизировать реакцию на замкнувшемся в крайнем положении гидроцилиндре.

В крайнем положении один гидроцилиндр работает поршневой полостью на выдвигание и является «длинным», другой работает штоковой полостью на втягивание и является «коротким». Гидроцилиндр, работающий поршневой полостью, развивает силу большую, чем гидроцилиндр, работающий штоковой полостью. Разница величины силы, развиваемой штоковой и поршневой полостями гидроцилиндров, используемых в рулевых механизмах, составляет 20–50 %. Поэтому логичным было бы гарантированно замыкать гидроцилиндр, работающий поршневой полостью, чтобы незамкнувшийся гидроцилиндр, работающий штоковой полостью, реализовывал меньшую силу. Однако не во всех случаях это решение является эффективным. Это связано с тем, что в положении близком к крайнему каждый из гидроцилиндров имеет свою скорость, отличающуюся от второго, и определяемую кинематикой механизма поворота колес. Эти скорости гидроцилиндров в крайнем положении или аналоги их скоростей, вычисляемые как производная длины каждого гидроцилиндра по обобщенной координате, дают передаточное отношение от одного гидроцилиндра ко второму. Данное передаточное отношение может отличаться в несколько раз, и в итоге в крайнем положении колес реакция, развиваемая гидроцилиндром, работающим штоковой полостью, будет большее, чем реакция, развиваемая гидроцилиндром, работающим поршневой полостью. То есть передаточное отношение от одного гидроцилиндра к другому является решающей причиной разницы реакции на замкнутом гидроцилиндре.

Так как реакция на замкнутом гидроцилиндре зависит как от величины силы, развиваемой незамкнувшимся гидроцилиндром, так и от передаточного отношения между гидроцилиндрами, требуется разработка интегрированного критерия выбора гидроцилиндра, который должен замыкаться сам на себя.

Методика выбора замыкающегося гидроцилиндра

Определение нагруженности конструкции моста управляемых колес косилки самоходной путем конечно-элементного анализа проводилось в крайних положениях гидроцилиндров путем замыкания на себя одного гидроцилиндра и приложении силы от второго поочередно. При этом элементы моста были связаны шарнирно, что позволило передавать нагрузки с одного борта моста на другой. Кинематические передаточные функции обычно определяются способом векторного анализа [4]. Так как в данной работе такая цель не ставилась, то выражения (1) и (2) приведены для общего понимания решаемой задачи.

Для разработки интегрированного критерия выбора гидроцилиндра, который в крайнем положении должен замкнуться для минимизации нагруженности элементов моста, определим реакцию на замкнутом гидроцилиндре от силы действия второго, незамкнувшегося гидроцилиндра.

Реакция на замкнутом, работающем поршневой полостью на выдвигание «длинном» гидроцилиндре, может быть определена из выражения (1):

$$R_{\text{порш}} = F_{\text{шт}} \frac{U_{\text{шт}}}{U_{\text{порш}}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{шт}}$ – сила на незамкнувшемся «коротком» гидроцилиндре, работающем штоковой полостью; $U_{\text{шт}}$ – аналог скорости незамкнувшегося «короткого» гидроцилиндра, работающего штоковой полостью; $U_{\text{порш}}$ – аналог скорости замкнувшегося «длинного» гидроцилиндра, работающего поршневой полостью.

Реакция на замкнутом «коротком» гидроцилиндре, работающем штоковой полостью на втягивание, может быть определена из выражения (2):

$$R_{шт} = F_{порш} \frac{U_{порш}}{U_{шт}}, \quad (2)$$

где $F_{порш}$ – сила на незамкнувшемся «длинном» гидроцилиндре, работающем поршневой полостью; $U_{порш}$ – аналог скорости незамкнувшегося «длинного» гидроцилиндра, работающего поршневой полостью; $U_{шт}$ – аналог скорости замкнувшегося «короткого» гидроцилиндра, работающего штоковой полостью.

Вычислив реакции по выражениям (1) и (2) для каждого из гидроцилиндров в крайних положениях поворота колес, необходимо выбрать в качестве замыкающегося тот гидроцилиндр, который дает большую величину реакции.

Выражения (1) и (2) являются интегрированным критерием выбора замыкающегося гидроцилиндра в крайнем положении, так как учитывают и величину развиваемой силы гидроцилиндром и передаточное отношение между ними.

Режим нагружения моста

Сравнительный анализ напряженного-деформированного состояния проведен для двух вариантов замыкания гидроцилиндров механизма поворота моста управляемых колес высококлиренсной самоходной косилки: с замкнутым штоковым и замкнутым поршневым гидроцилиндром. Расчетные схемы для каждой из вариантов нагружения представлены на рис. 1 и 2.

Для проведения расчета приняты: нагрузка на мост $G = 25000$ Н без коэффициента динамики в вертикальной плоскости; нагрузка от гидроцилиндров, возникающая при закреплении колеса от поворота и соответствующая максимальному давлению на предохранительном клапане 140 кг/см²: для работающего поршневой полостью – $F_{порш} = 43640$ Н, для работающего штоковой полостью – $F_{шт} = 36770$ Н (см. рис. 1 и 2).

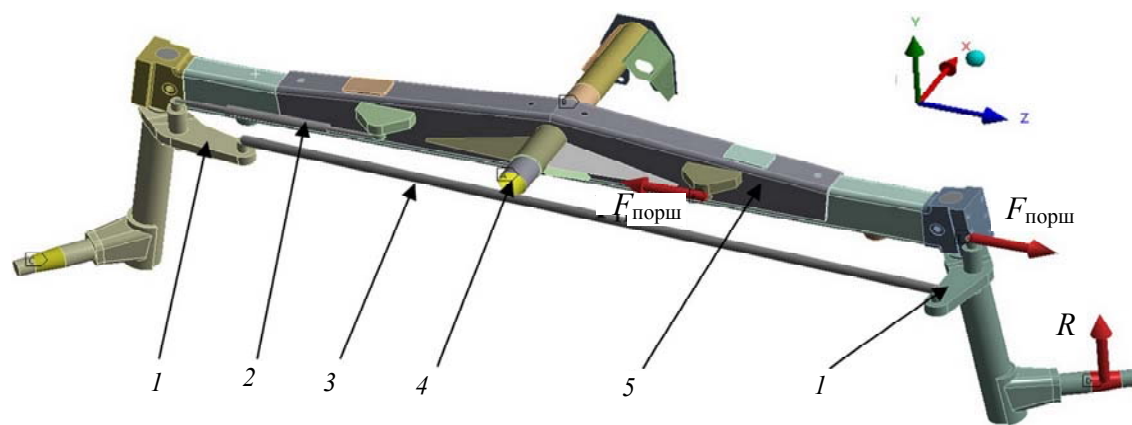


Рис. 1. Расчетная схема конструкции моста управляемых колес косилки самоходной при замыкании штокового гидроцилиндра:

- 1 – рычаги кулака; 2 – гидроцилиндр; 3 – поперечная тяга;
- 4 – ось качания балки моста; 5 – балка моста

В двух расчетных схемах наложены следующие граничные условия и связи. Между рычагами 1 и поперечной тягой 3 заданы сферические шарниры, между гидроцилиндром 2 и рычагом 1 с одной стороны и рамой моста 5 с другой, заданы также сферические шарниры. Балка моста 5 в зоне оси качания 4 имеет запрет на перемещения. При этом поворот балки моста вокруг оси качания ограничен тем, что с одной из сторон моста на ступице колеса задан запрет на перемещение в вертикальной плоскости. Со стороны второго колеса на ступицу приложена реакция R

от веса машины на мост (см. рис. 1 и 2). Для расчета статической прочности принят материал конструкционная сталь со следующими характеристиками: коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$; модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па.

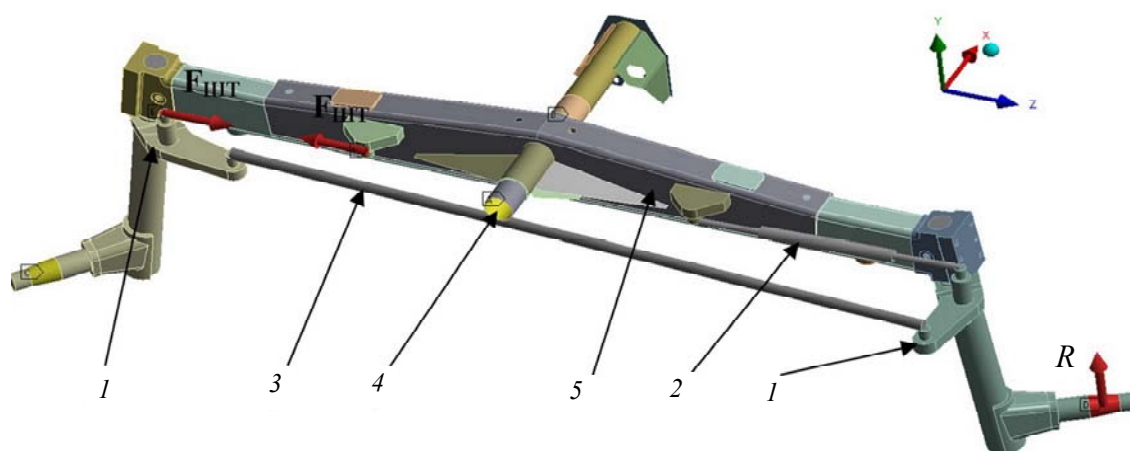


Рис. 2. Расчетная схема конструкции моста управляемых колес косилки самоходной при замыкании поршневого гидроцилиндра:
1 – рычаги кулака; 2 – гидроцилиндр; 3 – поперечная тяга;
4 – ось качания балки моста; 5 – балка моста ступица колеса

Напряженно-деформированное состояние моста управляемых колес в крайнем положении с разным замыканием гидроцилиндров

На рис. 3 показаны поля эквивалентных напряжений моста косилки самоходной в крайнем положении при замкнутом на себя «коротком» гидроцилиндре, работающем штоковой полостью, и продолжающем развивать силу «длинном» гидроцилиндре, работающем поршневой полостью.

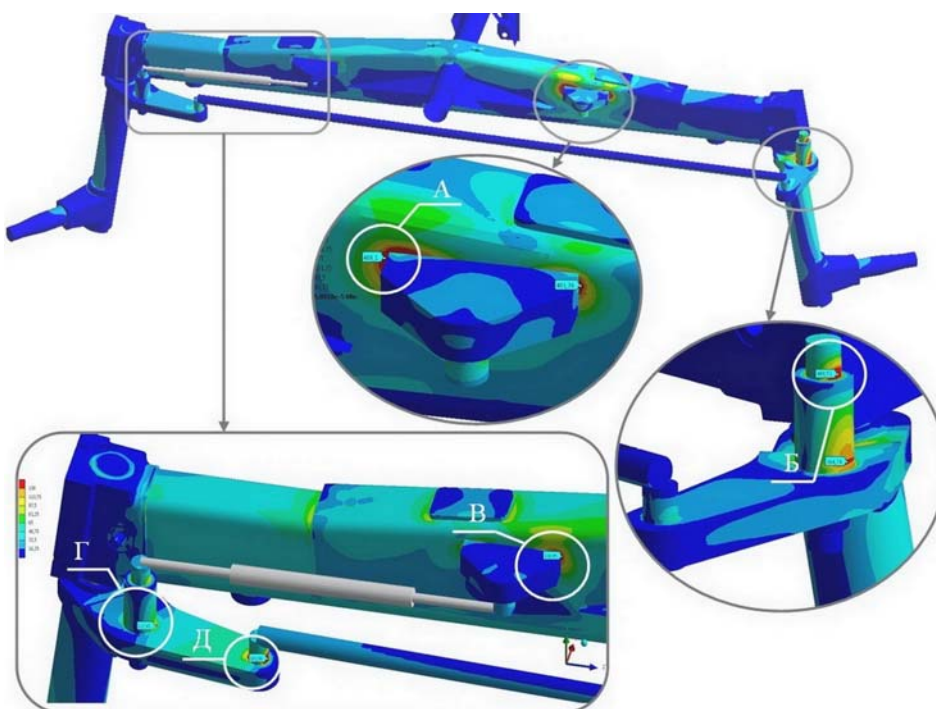


Рис. 3. Поля эквивалентных напряжений в конструкции управляемого моста с замкнутым штоковым гидроцилиндром (действуют поршневые силы)

На рис. 4 показаны поля эквивалентных напряжений моста косилки самоходной в крайнем положении при замкнутом на себя «длинном» гидроцилиндре, работающим поршневой полостью, и продолжающим развивать силу «коротком» гидроцилиндре, работающим штоковой полостью.

Как видно из сравнения рис. 3 и 4, при замыкании штокового гидроцилиндра напряженное состояние локальных элементов приблизительно в 2,2–3 раза ниже, чем при замыкании поршневого.

В табл. 1 и 2 сведены величины максимальных напряжений в аналогичных зонах разных мостов при замыкании разных гидроцилиндров.

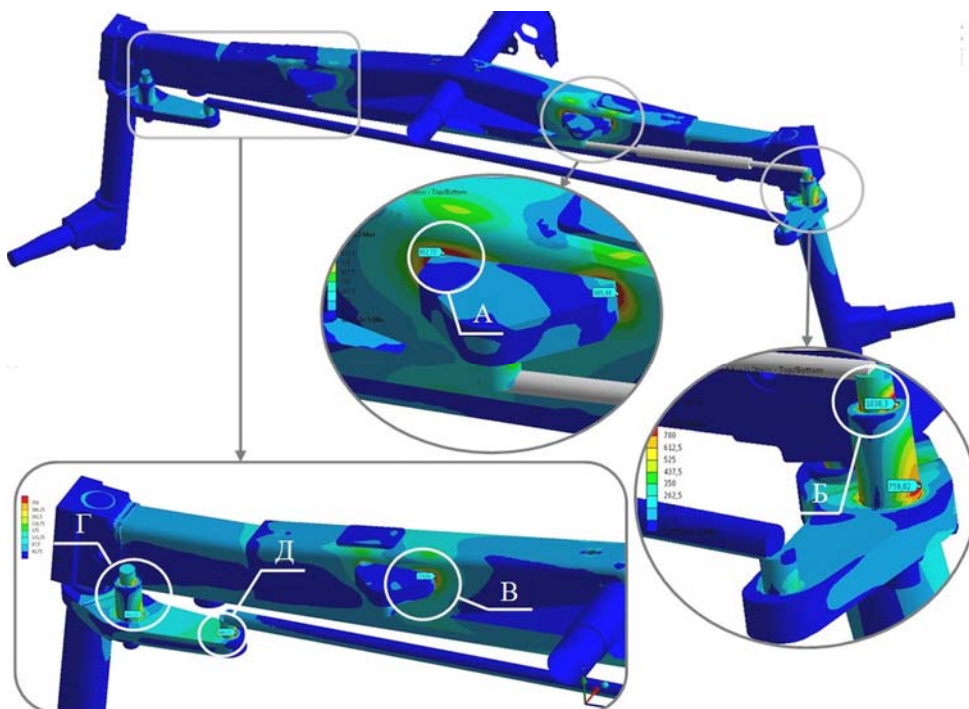


Рис. 4. Поля эквивалентных напряжений в конструкции управляемого моста с замкнутым поршневым гидроцилиндром (действуют штоковые силы)

Таблица 1

Результаты расчета для моста с замкнутым штоковым гидроцилиндром

Зоны действия максимальных напряжений	Величина максимальных напряжений σ_{max} , МПа
Замыкание штокового гидроцилиндра	
Зона приварки кронштейна крепления замкнутого штокового гидроцилиндра (рис. 3, Зона А)	408
Зона приварки оси крепления замкнутого штокового гидроцилиндра (рис. 3, Зона Б)	401
Зона приварки кронштейна крепления гидроцилиндра (рис. 3, Зона В)	139
Зона приварки оси крепления гидроцилиндра работающего поршневой полостью (рис. 3, Зона Г)	117
В оси крепления тяги (рис. 3, Зона Д)	182

Результаты расчета для моста с замкнутым поршневым гидроцилиндром

Зоны действия максимальных напряжений	Величина максимальных напряжений σ_{\max} , МПа
Замыкание поршневого гидроцилиндра	
Зона приварки кронштейна крепления замкнутого поршневого гидроцилиндра (рис. 4, Зона А)	906
Зона приварки оси крепления замкнутого поршневого гидроцилиндра (рис. 4, Зона Б)	1030
Зона приварки кронштейна крепления штокового гидроцилиндра (рис. 4, Зона В)	375
Зона приварки оси крепления штокового гидроцилиндра (рис. 4, Зона Г)	360
В оси крепления тяги (рис. 4, Зона Д)	440

На рис. 5 показана схема моста управляемых колес, наглядно иллюстрирующая эффект увеличения реакции при переходе с левого борта на правый, и, соответственно, уменьшение при обратном переходе.

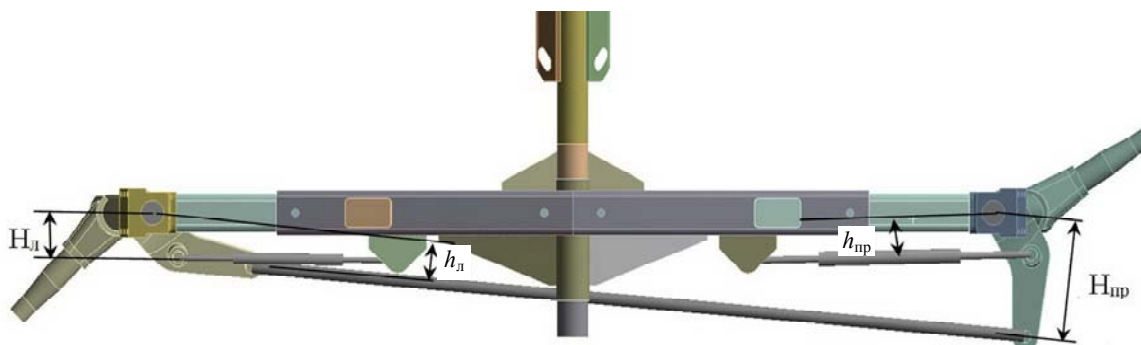


Рис. 5. Схема, иллюстрирующая увеличение и уменьшение реакции при переходе с одного борта на другой.

Как видно из рис. 5, левый гидроцилиндр, развивающий силу штоковой полостью, находится на большем плече, чем тяга, и сила от него на тягу переходит с увеличением. Правый гидроцилиндр находится на меньшем плече, чем тяга, и, следовательно, сила с тяги от левого гидроцилиндра переходит на правый гидроцилиндр с увеличением, и наоборот с правого на левый с уменьшением. Значит, для этого моста в крайнем положении первым должен замыкаться гидроцилиндр, работающий штоковой полостью.

Заключение

В результате обобщения изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Величина реакции на замкнутом в крайнем положении гидроцилиндре в меньшей степени зависит от величины развиваемой силы незамкнувшегося гидроцилиндра и в большей степени от передаточного отношения от одного гидроцилиндра к другому.
2. Для выявления гидроцилиндра, который должен замкнуться в крайнем положении с целью минимизации нагруженности элементов моста, необходимо пользоваться интегрированным критерием оценки величины реакции на замкнувшемся

гидроцилиндре, представляющим собой произведение величины силы на не замкнувшемся гидроцилиндре и передаточного отношения между ними.

3. Несмотря на то что поршневая полость дает силу в 1,18 раза больше, чем штоковая, замыкание гидроцилиндра, работающего штоковой полостью в крайнем положении, в итоге ведет к уменьшению нагруженности элементов моста в 2,2–3 раза.

4. Правильный выбор замыкаемого в крайнем положении гидроцилиндра позволяет существенно снизить нагруженность и, соответственно, материалоемкость моста управляемых колес самоходной высококлиренсной косилки.

Литература

1. Гуськов, В. В. Тракторы, теория / В. В. Гуськов. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.
2. Наумов, Е. С. Рулевое управление колесных тракторов : учеб. пособие / Е. С. Наумов, В. М. Шарипов, И. М. Эглит. – М. : МАМИ, 1999. – 42 с.
3. Гришкевич, А. И. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть / А. И. Гришкевич. – Минск : Выш. шк., 1987. – 200 с.
4. Рехлицкий, О. В. Математическое описание механизма поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины / О. В. Рехлицкий, Ю. В. Чупрынин, Д. В. Джасов // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – № 2 (27). – С. 23–29.
5. Джасов, Д. В. Применение векторного анализа для математического описания пространственных рычажных механизмов на примере моста управляемых колес сельскохозяйственной машины / Д. В. Джасов, А. Я. Машук, Ю. В. Чупрынин // Актуальные вопросы машиностроения : сб. науч. тр. – Минск, 2013. – Вып. 2. – С. 102–106.
6. Кондрашова, А. Н. Оптимизация конструкции моста управляемых колес косилки самоходной на основе анализа его твердотельной модели / А. Н. Кондрашова, Д. В. Джасов, В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2016. – № 4. – С. 35–40.

Получено 08.10.2017 г.