Таблица 1 – Влияние эпюры давлений

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Эпюра давления | Схема эпюры давлений | Значение  Коэффициента*K* |
| прямоугольная | C:\Documents and Settings\Admin\Рабочий стол\Новая папка\Безымянный.jpg | 4 |
| выпуклая | C:\Documents and Settings\Admin\Рабочий стол\Новая папка\Копия (2) Безымянный.jpg | 6 |
| C:\Documents and Settings\Admin\Рабочий стол\Новая папка\Копия (3) Безымянный.jpg | 5 |
| вогнутая | C:\Documents and Settings\Admin\Рабочий стол\Новая папка\Копия Безымянный.jpg | 3 |

Исходя из этого, наиболее предпочтительным с точки зрения снижения потерь мощности при повороте является выпуклая эпюра давлений, а самой невыгодной – вогнутая эпюра.

На основании проведенных испытаний можно сделать однозначный вывод о том, что лесопромышленные тракторы производства ОАО «Алттрак» имеют неблагоприятную эпюру давлений на грунт под опорными катками (рисунок 1).

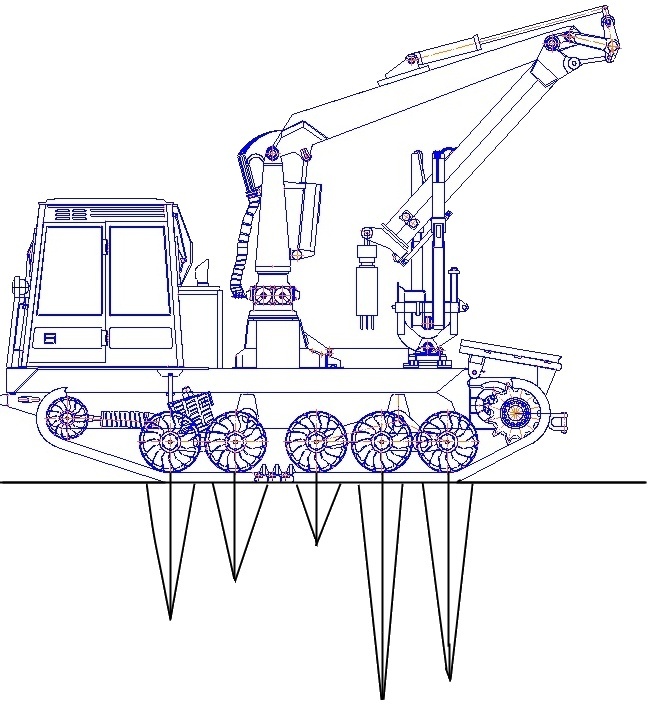


Рисунок 1 – Схема расчетной эпюры распределения давлений на грунт под опорными катками ЛПТ (ЛХМ).

Целесообразен поиск технических решений, позволяющих снизить затраты мощности при повороте трелевочных машин.

При проведении патентного поиска выявлен ряд технических решений, среди которых защищенное патентом Российской Федерации №2103275 (1994 г.), в которой одновременно реализуется одновременно две формы эпюры давлений: треугольная под отстающей гусеницы и естественной – под забегающей.

Такой технический результат достигается тем, что опорные катки связанны с остовом и друг другом посредством шарнирной рычажно-балансированой системы, штоки бортовых гидроцилиндров связанны с осями опорных катков, приближенных к середине опорной поверхности гусениц, трехпозиционный гидрораспределитель выполнен четырехчетырехлиненым, первая гидролиния которого связана с надпоршневой полостью тормозного гидроцилиндра, вторая – с нагнетающей полостью гидронасоса, третья – с надпоршневой полостью бортового гидроцилиндра и четвертая – со сливом, при этом первая и третья гидролинии связанны соединительной гидролинией, в которой установлен обратный клапан, причем в первой позициитрехпозиционного гидрораспределителя первая гидролиния связана со второй, во второй первая гидролиния – с четвертой, а в третьей вторая гидролиния – с третьей. В гидролинии подвода рабочей жидкостик надпоршневой полости бортового гидроцилиндра параллельно соответствующему тормозному гидроцилиндру установлен двухпозиционный трехлинейный гидрораспределитель с управлением от давления и пружинным врзвратом, первая гидролиния которого связана со сливом, вторая гидролиния и линия управления – с соединительныой гидролинией, третья гидролиния с надпоршневой полостью бортового гидроцилиндра, причем третья гидролиния в первой позиции связана с первой гидролинией, а во второй позиции – со второй гидролинией.

Схема установки гидроцилиндра механизма регулирования эпюры давлений на грунт под опорными катками представлена на рисунке 2, а гидрокинематическая схема управления приведена на рисунке 3. На рисунках 2 и 3 указаны шасси с остовом 1, гусеничный движитель с опорными катками 2, механизм изменения опорной поверхности гусеницы 3 с гидроцилиндром 4, установленными по бортам шасси, и гидросистема управления поворотом лесопромышленного трактора, состоящая из гидронасоса 5, напорного

|  |  |
| --- | --- |
|  | |
| Рисунок 2 – Схема установки гидроцилиндра механизма регулирования эпюры давлений на грунт под опорными катками | Рисунок 3 – Гидрокинематическая схема механизма регулирования эпюры давлений на грунт под опорными катками |

клапана 6, двух трехпозиционных четырехлинейных гидрораспределителей 7, напорных 8 и сливных 9 гидролиний, гидролиний 10 и 11 подвода рабочей жидкости к надпоршневым полостям тормозных 19 и бортовых 4 гидроцилиндров. Гидролинии 10 и 11связанны гидролинией 12, в которых установлены обратные клапаны 13.

Гидрораспределители 7 имеют автоматическую фиксацию в нейтральной позиции и пружинный возврат из рабочей позиции. В гидролиниях 11 установлены двухпозиционные трехлинейные гидрораспределители 14, по одному на каждый борт, с управлением от давления и пружинным возвратом, их напорные 15 и управляющие 16 гидролинии связаны с соединительным гидролиниями 12, гидролинии 17 – с надпоршневыми полостями бортовых гидроцилиндров 4, а гидролинии 18 – со сливом. Бортовые гидролинии 4 закреплены на остове 1 шасси, а их штоки связаны с осями средних опорных катков.

При прямолинейном движении ЛПТ (ЛЗМ) гидрораспределители 7 располагаются в позиции, изображенной на рисунке 3, в которой гидролиния 10 связывается по сливом гидролиниями 9, т.е. тормозные гидроцилиндры 19 растормаживают тормоза, гидронасос 5 через клапан 6 перекачивает рабочую жидкость на слив. Обратные клапаны 13 исключают передачу давления на бортовые гидроцилиндры 4. Опорные катки, связанные со штоками бортовых гидроцилиндров, совершают независимые вертикальные перемещения, обусловленные рельефом поверхности движения, при этом гидролинии 17 через двухпозиционные гидрораспределители 14 связаны со сливными гидролиниями 18.

При повороте ЛПТ (ЛЗМ) в одну из сторон, например, влево, водитель воздействует на левый гидрораспределитель 7, переводя его в позицию, при которой напорная гидролиния 8 сообщается с соединительной гидролинией 12, обеспечивающей подвод рабочей жидкости обратный клапан 13 и гидролинию 10 в гидролинии 15 и 16гидрораспределителя 14. При этом тормоз замыкается, происходит поворот ЛПТ (ЛЗМ) относительно заторможенной левой гусеницы, а рабочая жидкость под давлением, поступающим по гидролинии 16 к торцу гидрораспределителя 14, отжимает его золотник, соединяя гидролинии 15 и 17, и поступает в надпоршневую полость левого бортового гидроцилиндра 4, шток которого перемещает каток 2 вниз и, «поддомкрачивая» остов 1 шасси, перераспределяет нагрузку по опорной поверхности заторможенной гусеницы. Так, если при естественном распределении давления эпюра была вогнутой, то из-за силового выдвижения среднего катка она приближается к треугольному виду, обеспечивающему минимальные затраты мощности при повороте. Эпюра давлений под правой, забегающей, гусеницей не претерпевает изменений, что обеспечивает необходимую тяговую мощность. Напорный клапан 6 определяет необходимый уровень давления в гидросистеме и защищает ее. Обратные клапаны 13 поддерживают давление в тормозных гидроцилиндрах 19, разделяют при окончании поворота напорную гидролинию от сливной.

При выходе из поворота гидрораспределители 7 и 14 переходят в исходные позиции, тормоз растормаживается, надпоршневая полость бортового цилиндра 4 сообщается со сливом. Поворот в правую сторону производится аналогично, но с участием правых гидрораспределителей 7 и 14, гидроцилиндров 4 и 19.

При торможении гусеничного лесопромышленного трактора, т.е. при затормаживании одновременно левой и правой гусениц, действием дополнительного органа торможения оба гидрораспределителя 7 переводяться в позицию, при которой рабочая жидкость от гидронасоса 5 поддается непосредственно в тормозные гидроцилиндры 19 и не воздействует на элементы 4 и 14. За счет полного использования сцепных качеств гусениц с грунтом при сохранении естественной эпюры давлений под опорными катками обеспечивается надежное удерживанием ЛПТ (ЛЗМ). При растормаживании гидроцилиндры 19 сообщаются со сливом. В качестве органа управления поворотом может быть использован руль или пара рычагов, избирательно воздействующих на гидрораспределители 7, в роли дополнительного органа торможения – рычаг (педаль), воздействующий одновременно на оба гидрораспределителя.

1. **Выбор и расчет гидроцилиндра**

Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршня *D* и штока *d*, рабочее давление *P*, и ход поршня *S*.

Из конструктивных соображений, диаметр поршня должен быть менее 140 мм, исходя из ГОСТа 6540-68 «Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров» произведем расчет цилиндров со следующим диаметрами поршня гидроцилиндра и штока:

Рассмотрим поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком (рисунок 4). По основным параметрам можно определить следующие зависимости:

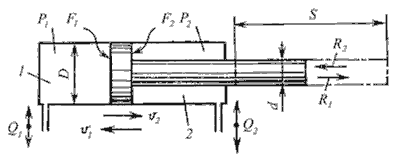


Рисунок 4. Основные и расчетные параметры гидроцилиндра с односторонним штоком.

Площадь поршня в поршневой полости 1 и в штоковой полости 2 соответственно равно:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2) |
|  | (3) |

где - диаметр поршня,

- диаметр штока.

Тогда:

Усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвижении и втягивании соответственно:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (4) |
|  | (5) |

где и – давление, оказываемое на шток поршня со стороны поршневой и штоковой полости соответственно, которое принимаю:

*kтр*=0,9…0,98 - коэффициент, учитывающий потери на трение. Принимаю *kтр*=0,9

Тогда:

Скорости перемещения поршня не должна превышать 0,5м/с и принимаю равной:

Время рабочего хода поршня равна:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (6) |

где - ход поршня, принимаю в соответствии с ГОСТом 6540-68:

Тогда:

Расчеты на прочность. Прочностными расчетами определяют толщину стенок цилиндра, толщину крышек (головок) цилиндра, диаметр штока, диаметр шпилек или болтов для крепления крышек.

Толщину стенки тонкостенного цилиндра определяют по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (7) |

где - условное давление,

- допускаемое напряжение на растяжение, Па (для чугуна 2,5 107, для высокопрочного чугуна 4 107, для стального литья (8…10) 107, для легированной стали (15…18) 107, для бронзы 4,2 10 7).

Принимаю

Тогда,

К определенной по формулам толщине стенки цилиндра прибавляется припуск на обработку материала. Для *D* = 30…180 мм припуск принимают равным 0,5…1 мм.

Толщину крышки цилиндра определяют по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (8) |

где *dк* - диаметр крышки.

Тогда:

Диаметр болтов для крепления крышек цилиндров:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (9) |

где n - число болтов, принимаю n=6

Тогда:

В соответствии с ГОСТ 7798-70 принимаю, что

Для выбора гидроцилиндра проведем расчет времени поворота лесопромышленного трактора, на основе которого и будет осуществлен анализ и выбор гидроцилиндра.

Все необходимые данные сведем в таблицу.

Таблица 2. – Характеристика гидроцилиндров

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | 1 | 2 | 3 |
| Диаметр поршня *D,* м | 0,08 | 0,1 | 0,11 |
| Диаметр штока *d*, м | 0,008 | 0,01 | 0,012 |
| Площадь поршня в поршневой полости, *F1*, м2 | 0,005024 | 0,00785 | 0,0094985 |
| Площадь поршня в штоковой полости, *F2*, м2 | 0,002562 | 0,005388 | 0,007037 |
| Усилие штока при выдвижении R1, Н | 9043,2 | 14130 | 17097,3 |
| Усилие штока при сжатии R2, Н | 11530,08 | 24247,08 | 31665,33 |
| Время рабочего хода поршня t, с | 0,005 | 0,008 | 0,010 |
| Толщина стенки гидроцилиндра , м | 0,009 | 0,011 | 0,012 |
| Толщина крышки гидроцилиндра , м | 0,019 | 0,024 | 0,026 |
| Диаметр болтов для крепления крышки гидроцилиндра , м | 0,008 | 0,008 | 0,008 |

1. **Определение времени поворота лесопромышленного трактора**

Для определения целесообразности установки гидроцлиндра необходимо высчитать время, которое лесопромышленный трактор затрачивает на поворот.

В соответствии с теоретической характеристикой управляемости проектируемых гусеничных тракторов, время поворота равно:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (10) |

где – момент инерции трактора относительно оси, проходящей через точку, скорость которой на повороте равна скорости при прямолинейном движении,

- поворачивающий момент по сцеплению,

- результирующий момент сопротивления повороту.

Находим точку, скорость которой на повороте равна скорости при прямолинейном движении. Данная точка зависим от вида механизма поворота трактора. Для лесопромышленного трактора тягового класса 4 целесообразно применять планетарный сдвоенный механизм поворота, одноступенчатый с двумя сухими ленточными планетарными и двумя остановочными тормозами. В планетарном механизме поворота скорость забегающей гусеницы при повороте равна скорости при прямолинейном движении, следовательно, центр пересечения осей забегающей гусеницы является искомой точкой.

Момент инерции можно расписать, как:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (11) |

где - момент сил трактора относительно оси, проходящей через точку, скорость которой на повороте равна скорости при прямолинейном движении,

- угловое ускорение точки.

Поворачивающий момент инерции по сцеплению равен:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (12) |

где - коэффициент сцепления с грунтом,

- вес нагруженной машины,

- касательная сила тяги.

- колея трактора

Касательная сила тяги равна:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (13) |

где - коэффициент сопротивления качению гусеничного лесопромышленного трактора, принимаю ,

- коэффициент сопротивления волочению деревьев (хлыстов), принимаю ,

- коэффициент распределения веса пачки между машиной и грунтом,

– рейсовая нагрузка.

Дальнейший расчет будем вести для четырех схем трелевки:

1. Трелевка хлыста вершиной вперед полупогруженного положения пачки ();
2. Трелевка хлыста комлем вперед полупогруженного положения пачки ();
3. Трелевка деревьев полупогруженного положения пачки ();
4. Трелевка полностью погруженного положения пачки ().

Для схемы полупогруженного положения пачки:

- при трелевке хлыста вершиной вперед:

- при трелевке хлыста комлем вперед:

- при трелевке деревьев

Для схемы полностью погруженного положения пачки:

Тогда:

При трелевке хлыста вершиной вперед полупогруженного положения пачки ;

При трелевке хлыста комлем вперед полупогруженного положения пачки ;

При трелевке деревьев полупогруженного положения пачки ;

При трелевке полностью погруженного положения пачки .

Результирующий момент сопротивления повороту равен:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (14) |

где – коэффициент сцепления с грунтом,

- длина участка гусеницы, контактирующая с опорной поверхностью,

- угол отклонения силы .

Примем допущение, что крюковая сила на повороте действует параллельно оси трактора, т.е. , тогда

(15)

Тогда

Исходя из уравнений (11), (12), (13), (14) и (15) получаем следующие значения времени поворота:

При трелевке хлыста вершиной вперед полупогруженного положения пачки ;

При трелевке хлыста комлем вперед полупогруженного положения пачки ;

При трелевке деревьев полупогруженного положения пачки ;

При трелевке полностью погруженного положения пачки .

Для планетарного механизма угловая скорость находиться следующим образом:

(15)

где - скорость трактора,

- радиус поворота.

Радиус поворота определяется следующим образом:

(16)

где и – теоретические скорости отстающей и забегающей гусеницы соответственно,

и - буксование отстающей и забегающей гусеницы соответственно.

Для осуществления дальнейших расчетов примем , ,

Тогда

и

Отсюда следует, что

При трелевке хлыста вершиной вперед полупогруженного положения пачки ;

При трелевке хлыста комлем вперед полупогруженного положения пачки ;

При трелевке деревьев полупогруженного положения пачки ;

При трелевке полностью погруженного положения пачки .

Для планетарного механизма угловая скорость находиться следующим образом:

Делаем вывод о том, что установка гидроцилиндра является целесообразной, так как время рабочего хода поршня гидроцилиндра намного меньше времени поворота.

Так же определяемся с выбором гидроцилиндра для лесопромышленного трактора тягового класс 4. Установим гидроцилиндр со следующими показателями:

Таблица 3 – Характеристики выбранного гидроцилиндра

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Значение |
| Диаметр поршня *D,* м | 0,1 |
| Диаметр штока *d*, м | 0,01 |
| Площадь поршня в поршневой полости, *F1*, м2 | 0,00785 |
| Площадь поршня в штоковой полости, *F2*, м2 | 0,005388 |
| Усилие штока при выдвижении R1, Н | 14130 |
| Усилие штока при сжатии R2, Н | 24247,08 |
| Время рабочего хода поршня t, с | 0,008 |
| Толщина стенки гидроцилиндра , м | 0,011 |
| Толщина крышки гидроцилиндра , м | 0,024 |
| Диаметр болтов для крепления крышки гидроцилиндра , м | 0,008 |

**Расчет эпюры давления на грунт**

Характерной особенностью эксплуатации трелевочных тракторов является работа на лесной целине, в связи, с чем достаточно актуальным является вопросы проходимости.

В качестве одного из оценочных показателей поворотливости и проходимости трелевочного трактора широко применятся распределение удельных давлений на грунт под ходовым аппаратом: чем равномернее распределение удельных давлений по длине гусеницы, тем выше при прочих равных условиях проходимость.

Расчеты давления на грунт под опорными катками можно рассчитать следующим методом:

1. На общей схеме рассматриваемой машины выделяют корпус и точки его взаимодействия с элементами ходовой системы: оси ведущих и направляющих колес, оси вращения кареток.
2. На схему наносятся силы и моменты, действующие на корпус трактора.
3. Составляется уравнение моментов всех сил относительно одной из точек взаимодействия корпуса с ходовой системой. Из уравнения определяются реакции, перпендикулярные плоскости движения, воспринимаемые корпусом. Эти реакции численно равные давлению на узел ходовой системы.
4. Общее давление на грунт определяется суммированием нагрузок от корпуса и ходовой системы. При этом учитываются вертикальные составляющие напряжений в наклонных ветвях гусеницы.

При расчете принимаются следующие допущения:

1. Трактор движется равномерно и прямолинейно передним ходом по ровной горизонтальной поверхности.
2. Поперечное смещение центра масс трактора ввиду малости численного значения не учитывается.
3. Все силы и моменты действуют в одной плоскости.
4. Моменты сопротивления от сил трения в подшипниках направляющих и ведущих колесах не учитываются ввиду их незначительности.
5. Верхний участок гусеничного обвода расположен горизонтально и сила *P0* натяжения свободной ветви действует горизонтально.

В качестве исходных принимаются следующие данные

1. Марка базового трактора ТТ-4М.
2. Эксплуатационный вес *Gэ* и продольная координата центра тяжести трактора.
3. Природно-производственные условия эксплуатации (рейсовая нагрузка *Q*, способ трелевки, вершинами или комлями, грунтовые условия).

Технологические силы, возникающие при трелевке деревьев или хлыстов, различают на нормальную *N* и касательную *T*.

(17)

(18)

где *Q* – рейсовая нагрузка, *Q*=128,38кН,

*k* – коэффициент распределения веса пачки между машиной и пачки,

*f2* – коэффициент сопротивления качению.

Для схемы полупогруженного положения пачки:

- при трелевке хлыста вершиной вперед:

- при трелевке хлыста комлем вперед:

- при трелевке деревьев:

Для схемы полностью погруженного положения пачки:

При условии равновесия сил, приложенных к подрессоренной части (корпусу) трактора при установившимся прямолинейном движении, определяем нагрузки на оси передней и задней кареток:

(19)

(20)

где

(21)

Принимаем допущение, что в вес неподрессоренной части трактора входит 30% гусеницы и подвеска, тогда , тогда

(21)

(22)

Высчитываем силу предварительного натяжения гусеницы:

(23)

где - вес единицы длины гусеницы, принимаю ,

– длина провисающего участка гусеницы, ,

- стрела прогиба гусеницы, принимаю .

Тогда

(24)

Нагрузки на оси передней и задней кареток:

Для схемы полупогруженного положения пачки:

- при трелевке хлыста вершиной вперед:

- при трелевке хлыста комлем вперед:

- при трелевке деревьев

Для схемы полностью погруженного положения пачки:

Нагрузки, действующие на оси опорных катков от подрессоренной части трактора определяются по формулам:

(25)

(26)

(27)

(28)

(29)

Для схемы полупогруженного положения пачки:

- при трелевке хлыста вершиной вперед:

- при трелевке хлыста комлем вперед:

- при трелевке деревьев

Для схемы полностью погруженного положения пачки:

Давление на грунт по опорными катками лесопромышленного трактора определяется по следующим формулам:

(29)

(30)

(31)

(32)

(33)

где - давление на грунт от неподрессоренной части лесопромышленного трактора:

Тогда, давление на грунт от неподрессоренной части равно:

Для схемы полупогруженного положения пачки:

- при трелевке хлыста вершиной вперед:

- при трелевке хлыста комлем вперед:

- при трелевке деревьев

Для схемы полностью погруженного положения пачки:

Расчеты показывают, что использование гидроцилиндра существенно изменяет эпюру давлений на грунт, тем самым меняется значение коэффициента, учитывающего распределение давления на грунт, что приводит к уменьшению момента сопротивления повороту, следовательно уменьшается мощность.

**5. Техника безопасности и экологичность конструкции**

**Техника безопасности.**

В настоящем разделе приведены основные требования техники безопасности, подлежащие выполнению при эксплуатации гидроцилиндра трактора.

Запрещается:

эксплуатировать трактор с неисправным и (или) некомплектным гидроцилиндром;

ремонтировать гидроцилиндр при работающем двигателе, кроме диагностических операций, выполняемых специалистами при работающем двигателе;

преднамеренно деформировать поверхность гидроцилиндра;

**Экологичность конструкции.**

В настоящее время перед обществом остро встали экологические проблемы. Загрязнение окружающей среды в результате хозяйственной деятельности человека достигло угрожающих размеров. Если экологическую опасность нельзя устранить, то нужно, можно и должно её уменьшить.

В результате выполнения работы были выявлены следующие стадии жизненного цикла ходовой системы трактора:

-стадия изготовления,

-стадия эксплуатации,

-стадия утилизации.

Анализ показал, что наиболее значимым является стадия эксплуатации. На данной стадии узел оказывает следующие воздействия на окружающую среду:

- деформация на грунт;

-шумовое воздействие;

-утечка смазывающей жидкости и так далее.

За счёт установки гидроцилиндра удалось изменить эпюру давления на грунт, что благоприятно сказывается на экологию окружающей среды.

**Заключение**

В рамках проекта была изучена теория поворота лесопромышленного трактора и доказана целесообразность установки гидроцилиндра.

По итогам работы можно сделать следующие выводы:

1. Форма эпюры давления на грунт является важным правилом при проектировании лесопромышленного трактора;
2. Благоприятная эпюра давления на грунт снижает давление на грунт и улучшает поворотливость трактора;
3. Установка гидроцилиндра снижает мощность, затрачиваемую на поворот, что является благоприятным фактором;
4. Данный метод изменения эпюры давления на грунт рекомендуется при проектировании гусеничной техники, работающей при малой скорости, как эффективный способ улучшения поворотливости, экономичности и экологичности конструкции.

Список литературы:

1. Анилович В.Я., Водолаженко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., Машиностроение, 1976. - 456с.
2. Войнаш А.С. Основы теории и расчета гусеничных лесопромышленных тракторов: Учебное пособие / Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск: РИО, 2004. – 215с.
3. ГОСТ 27141-86. Тракторы лесопромышленные. Общие технические требования.
4. ГОСТ 6540-68 Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров.
5. ГОСТ 7798-70 Болты с шестигранной головкой класса точности В.
6. Львов Е.Д. Теория трактора. – М.: Машгиз, 1960. – 112с.
7. Площаднов А.Н. Основы теории тягово-транспортных средств: Учебное пособие для студентов высших учебных заведений по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» направления «Транспортные машины» и транспортно-технологические комплексы» / Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2009. – 307с.
8. Трактор ТТ-4М. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.
9. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет. Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов/ И.П. Ксеневич, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др.; Под общ. ред. И.П. Ксеневича. – М., Машиностроение, 1991. – 544 с.
10. Угунчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины. – Харьков, 1966 – 400с.
11. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: учебник для студентов вузов. 2-е изд. перераб. и доп. – М., Машиностроение, 2009. – 752с.