

В завершении исследования можно сформулировать следующие основные выводы и рекомендации.

Определены параметры высокоэффективного диагонального вентилятора системы жидкостного охлаждения турбодизеля с ОНВ типа 12ЧН13/14 номинальной мощностью 397кВт.

У диагонального вентилятора с отрицательными углами изгиба кромок лопаток по сравнению с диагональным вентилятором с положительными углами максимальный КПД выше почти в 1,15 раза.

В заключение хотелось бы отметить, что исследованный вентилятор рекомендуется к использованию в первую очередь на тяжело нагруженных транспортных средствах: на тяжелых и сверхтяжелых карьерных самосвалах, грузовиках-трейлерах, средних и мощных промышленных тракторах; также представляется целесообразным его применение на стационарных энергетических установках, приводящих электрогенераторы, различные технические насосы, нагнетатели и т.д.

Литература

1. Конструкция автомобиля [Текст]: учебник для вузов в 4 т. / Под общ. ред. А.Л. Карунина / Т. 2. Двигатель / И.Я. Райков, А.Р. Макаров, А.В. Сергиевский и др.; под ред. И.Я. Райкова. – М.: МАМИ, 2001. – 568 с.
2. Чумаков Ю.А. Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей [Текст]: учебник / Ю.А. Чумаков. – М.: ИНФРА-М; Форум, 2012. – Гл. 1– 6 – с. 20 – 171.
3. Андреенков А.А. Разработка и исследование высокоэффективного вентилятора для системы жидкостного охлаждения турбодизеля грузовика [Текст] / А.А. Андреенков, А.В. Костюков // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – № 1. т. 1 – с. 6– 10.

Влияние трения в шарнирах на работоспособность амортизационно-натяжного устройства гусеничного движителя

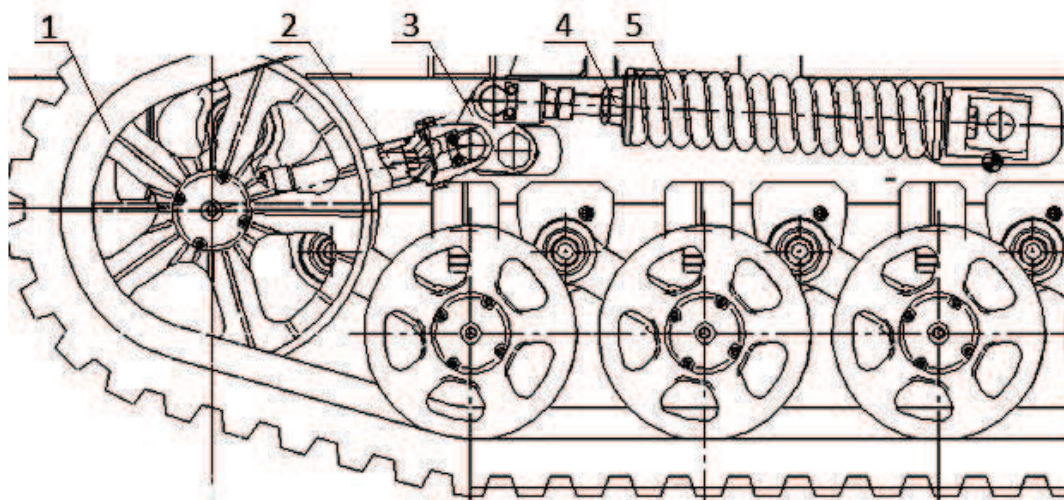
Бульбутенко С.С., Федоткин Р.С., Овчаренко А.С., к.т.н. доц. Бейненсон В.Д.
*Университет машиностроения, ОАО «НИИ Стали»
(963) 976-29-47, bulbutenko@engineer.com*

Аннотация. Приведен метод расчета работы трения в шарнирах амортизационно-натяжного устройства с определением среднего давления и площади контакта поверхностей шарниров с учетом конструктивных особенностей шарнира и особенностей его изготовления. Проанализировано влияние коэффициента трения, типа смазки и температуры на величину работы трения в шарнире. Полученные данные были сопоставлены с величиной работы упругого элемента для оценки влияния трения на КПД АНУ.

Ключевые слова: амортизационно-натяжное устройство, шарнир, работа трения, смазка, площадь трения, коэффициент трения

Известно, что для ограничения величины растягивающего усилия гусеницы (цепи или ленты), предохранения элементов движителя от перегрузок, а также для регулировки усилия натяжения гусеницы направляющее колесо оборудуется амортизационно-натяжным устройством (АНУ). Оно обеспечивает упругий ход оси направляющего колеса при попадании посторонних предметов между гусеницей и натяжным колесом либо ведущей звездочкой, снижает динамические нагрузки на гусеницу, направляющее и ведущее колесо, а также поддерживает заданное усилие натяжения. В истории машиностроения вопросам работы натяжных устройств было посвящено большое количество научных трудов и изобретений.

Общая компоновочная схема АНУ на ходовой системе тракторов НАТИ-04 и ЧН-6 представлена на рисунке 1. Многие тракторы, такие как ДТ-75, имеют аналогичную конструкцию АНУ.



**Рисунок 1. Компоновочная схема АНУ на ходовой системе трактора НАТИ-04:
1 – натяжное колесо; 2 – гидроцилиндр; 3 – промежуточное звено;
4 – механизм поджатия пружины; 5 – упругий элемент**

Основные параметры АНУ:

- начальное положение входного коромысла (коленчатой оси) направляющего колеса;
- упругий, регулировочный ход оси направляющего колеса;
- усилие срабатывания упругого элемента, приведенное к оси направляющего колеса;
- усилие, приведенное к оси направляющего колеса в конце рабочей деформации пружины АНУ;
- усилие предварительного поджатия и жесткость пружины АНУ;
- передаточное число от ведущего к ведомому звену.

Перечисленные параметры устройства определяют нагруженность и работоспособность гусеничного движителя и зависят от типа зацепления гусеницы с ведущим колесом, типа гусеничного обвода, динамической нагруженности движителя и т.д. [1].

АНУ условно можно разделить на четыре основные части:

- направляющее колесо и ось его качания;
- натяжной механизм – в данном случае односторонней гидроцилиндр одностороннего действия;
- связующий механизм – коромысло либо рычаг;
- механизм сдавания – упругий элемент с крепежом.

Качество работы АНУ оценивается в первую очередь его КПД, определяемое как отношение работы сил, действующих на ось направляющего колеса к работе пружины в промежутке упругого хода при сдаче, и отношение работы пружины к работе сил, действующих на ось направляющего колеса при отдаче:

$$\eta_c = \frac{A(P_{НК}^c)}{A(P_{пр})}, \quad (1)$$

$$\eta_{от} = \frac{A(P_{пр})}{A(P_{НК}^{от})}, \quad (2)$$

где: η_c и $\eta_{от}$ – КПД АНУ соответственно при сдаче и отдаче; $A(P_{НК}^c)$ – работа силы, приведенной к оси направляющего колеса при сдаче, Дж; $A(P_{НК}^{от})$ – работа силы, приведенной к оси направляющего колеса при отдаче, Дж; $A(P_{пр}) = 0,5 \cdot z \cdot (F_2^2 - F_1^2)$ – работа пружины АНУ в промежутке упругого хода, Дж; F_1, F_2 – предварительная и рабочая деформация пружины, Н; z – жесткость пружины, Н/м.

При этом

$$A(P_{\text{НК}}^c) = A(P_{\text{пр}}) + A_{\text{птц}} + A_{\text{тр}} + A_{\text{упр}} \quad (3)$$

где: $A_{\text{птц}}$ – работа, характеризующая потери в механизме натяжения, Дж; $A_{\text{тр}}$ – работа сил трения в коромысле АНУ, Дж; $A_{\text{упр}}$ – работа, характеризующая потери в упругом элементе и его креплении, Дж.

Потери на трение в гидроцилиндре определялись по методике, приведенной в работе [2]. Потери на трение в шарнирах также являются преобладающими в АНУ. Поэтому далее рассмотрим наиболее сложный случай – шарниры промежуточного звена.

На рисунке 2 показана схема действия сил в АНУ. Для упрощения расчета рассмотрим влияние на трение во втулках промежуточного звена только одной силы для каждого шарнира – P_A и $P_{\text{ш}}$ соответственно. Исходя из этого допущения примем, что площадь контакта зависит только от одной силы, приложенной непосредственно к втулке шарнира. Для неподвижного шарнира обе силы действуют через коромысло, поэтому имеет смысл рассмотреть результирующую этих сил как расчетную для определения площади контакта цилиндров. С увеличением момента трения в шарнирах коромысла АНУ, в частности при попадании абразива на поверхности трения, вымывании смазки и т. д., возрастает сопротивление срабатыванию АНУ и, как следствие, возрастает давление в гидросистеме натяжения, а также появляется возможность заклинивания шарниров.

При наезде машины на препятствия или попадании в ходовую систему посторонних предметов давление в системе натяжения сбрасывается посредством срабатывания предохранительного устройства. В противном случае может произойти частичное или полное разрушение гусеницы при резком повышении растягивающей нагрузки.

Поэтому для предупреждения всех отрицательных последствий, более точного определения давления в гидросистеме на стадии ее проектирования и т.д. необходимо оценить степень влияния трения в шарнирах коромысла АНУ на качество работы узла и ходовой системы машины в целом.

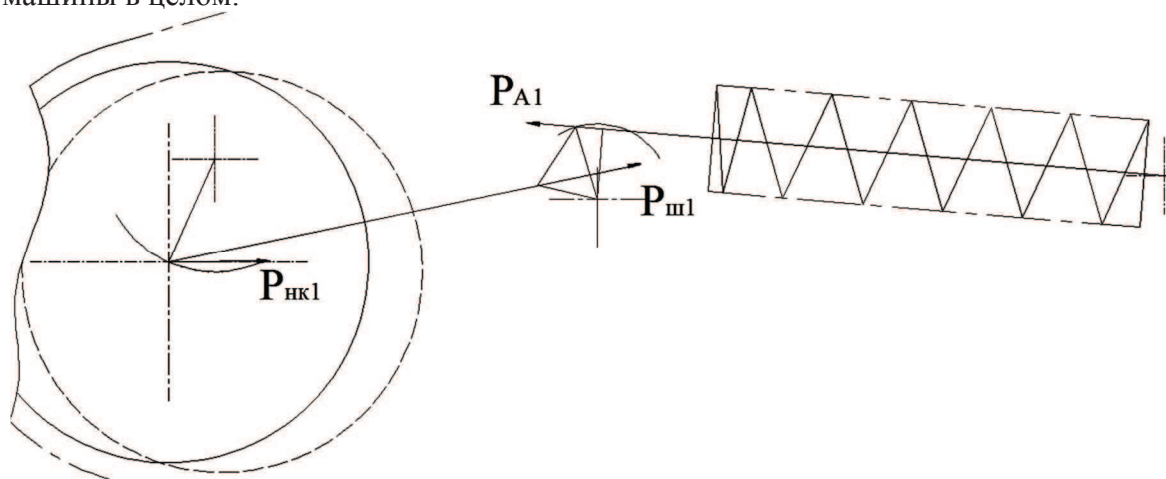


Рисунок 2. Схема сил, действующих в АНУ: $P_{\text{НК1}}$ – усилие на оси направляющего колеса; $P_{\text{ш1}}$ – усилие на промежуточном звене со стороны направляющего колеса; P_{A1} – усилие на промежуточном звене со стороны упругого элемента

На трение в любом соединении вал-отверстие влияют следующие особенности:

- конструктивные – допуски и посадки вала и отверстия, исполнение самого соединения;
- химические – характеристики смазочного материала;
- температурные.

Поэтому для полной оценки потерь на трение в шарнирах необходимо учесть все перечисленные особенности работы соединения вал-отверстие.

В качестве примера далее приводится расчет трения в шарнирах коромысла АНУ трактора НАТИ-04 при условии наличия смазки на трущихся поверхностях.

Трение в шарнирах с учетом конструктивных особенностей соединения

За расчетную модель шарнира промежуточного звена принимается подшипник скольжения (рисунок 3). К контактным параметрам подшипников скольжения относят:

- а) дугу контакта вала с втулкой, характеризуемую углом охвата 2φ ;
- б) распределение контактных давлений $p(\varphi)$;
- в) максимальное значение контактного давления p_m .

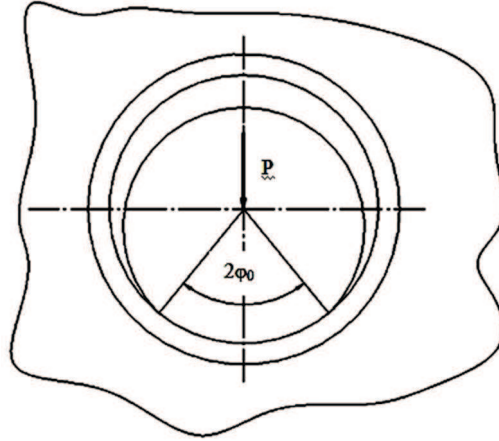


Рисунок 3. Расчетная модель шарнира промежуточного звена: P - расчетная нагрузка, $2\varphi_0$ - угол контакта поверхностей трения

Для расчета контактных параметров можно пользоваться решением Г.Герца [3] для случая внутреннего касания цилиндров, т.к. выполняется условие:

$$\alpha \cdot [(1 - \mu_1^2) + (1 - \mu_2^2) \cdot \psi] \leq 0,092. \quad (4)$$

Здесь: $\alpha = \frac{P_0}{E_1 \cdot \varepsilon}$; $\psi = \frac{E_1}{E_2}$; P_0 - нагрузка на единицу длины, $\frac{H}{m^2}$; $\varepsilon = R_1 - R_2$ - ради-

альный зазор соединения, м; μ - коэффициент Пуассона. Индекс 1 относится к материалу втулки; индекс 2 - к материалу вала.

Максимальные допуски изготовления деталей коромысла АНУ трактора НАТИ-04 для вала $D = 50^{-0.32}$, для отверстия $D = 50^{+0.16}$. Следовательно, максимальное значение $\varepsilon = 0,24$ мм есть максимальная разница радиусов вала и втулки. При меньших отклонениях при изготовлении значение работы трения в шарнирах будет ниже.

Материал шарнира - сталь, поэтому $\psi \approx 1$. Решение контактной задачи в такой постановке сводится к уравнению относительно функции $p(\varphi_0)$. Его численное решение показало, что в качестве аппроксимирующей функции зависимости половины угла контакта от безразмерного параметра α может быть выбрана функция вида:

$$\varphi_0 = C \cdot \left(\frac{\alpha}{1 + \alpha} \right)^n. \quad (5)$$

Коэффициент C :

$$C = 0,32 \cdot \left(\frac{C_0}{0,12} + 1 \right)^n. \quad (6)$$

Для стали $\eta = 0,26$, тогда:

$$C_0 = \frac{\pi}{4} [(1 - \mu_1^2) + (1 - \mu_2^2) \psi] = \frac{\pi}{4} [(1 - 0,26^2) + (1 - 0,26^2) \psi] = 1,46. \quad (7)$$

Показатель степени для выражения (6):

$$n = m_1 \cdot \mu_1 + m_2 \cdot \mu_2 + n_0^* = 0,57, \quad (8)$$

$$m_1 = 0,07 \cdot (1 - \lg \psi), \quad m_2 = 0,2 \cdot (1 + \lg \psi),$$

$$\varphi_0 = C \cdot \left(\frac{\alpha}{1 + \alpha} \right)^n = 0,32 \cdot \left(\frac{13,7 \cdot 10^{-11} \cdot P_{III}}{1,04 \cdot 10^{-11} \cdot P_0 + 1} \right)^{0,57}. \quad (9)$$

Максимальное давление в центре дуги контакта p_m :

$$p_m = 0,55 \cdot \frac{P_{III}}{b \cdot R_1} \cdot \left(\frac{1}{\varphi_0} + 0,35 \right). \quad (10)$$

Учитывая небольшое значение площади контакта S в соединении вал-отверстие, обусловленное малым углом охвата $2\varphi_0$ поверхностей контакта, считаем, что давление в контакте поверхностей постоянно.

Момент трения в шарнире

$$M_T = S \cdot R \cdot f \cdot p_m, \quad (11)$$

где: S – площадь трения, m^2 ; R – радиус трущихся поверхностей, m ; f – коэффициент трения; b – ширина шарнира, m [4].

Данные зависимости применимы для узлов, где коэффициент трения $f < 0,3$. Принимаем далее случай, когда отсутствует смазочный материал в шарнире, $f = 0,3$. Стоит отметить, что в условиях эксплуатации при вымывании смазки с поверхностей шарнира и попадании туда абразива, коэффициент трения увеличивается, а следовательно, также увеличивается работа трения и уменьшается КПД АНУ.

Сила трения в контакте поверхностей шарнира:

$$F_T = S \cdot f \cdot p_m \quad (12)$$

Работа силы трения вычисляется по формуле $A_T = F_T \cdot l \cdot \cos \gamma$, где γ – угол между направлением действия силы трения и вектором перемещения. Разобьем дугу шарнира, в пределах которой совершается движение, на n частей. Примем, что длина каждого участка dl бесконечно мала, тогда вышеперечисленные векторы коллинеарны. Значит $\cos \gamma = -1$. Считаем значение работы по абсолютной величине:

$$A_T = S \cdot f \cdot p_m \cdot l = 2S \cdot f \cdot p_m \cdot R \cdot \beta = 2b \cdot R^2 \cdot \varphi_0 \cdot \beta \cdot f \cdot p_m, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (13)$$

Выражение (13) определяет значение работы силы трения в шарнире на бесконечно малом участке дуги l . Суммарная работа будет равна:

$$A_T = \sum_{i=1}^n 2b \cdot R^2 \cdot \varphi_{0i} \cdot \beta \cdot f \cdot p_{mi}. \quad (14)$$

В «НАТИ» разработана методика расчета усилий на элементах АНУ для каждого положения направляющего колеса с учетом характеристики пружины. Следуя этой методике, можно задаться исходными данными для усилий, действующих на шарниры коромысла на примере трактора НАТИ-04. Эти данные приведены в таблице 1.

Исходя из полученных данных, рассчитываем соответственно полуугол контакта трения, площадь трения, давление в контакте, момент трения в шарнире и работу силы трения на данном участке с угловым шагом, принятым равным 7° . Результаты расчетов приведены в таблице 2. Соотнося расчетные значения работы сил трения и работы пружины, видим, что в одном шарнире работа сил трения составляет 1..4% от затраченной работы в ходе отбоя с учетом отсутствия смазочного материала на поверхностях трения.

Влияние типа и свойств смазывающего материала на коэффициент трения в поворотных шарнирах

Смазка – «пластичный смазочный материал» (термин по ГОСТ 20765—75), а также

нанесение и действие смазочного материала, уменьшающего силу трения между движущимися частями механизмов и их изнашивание. Смазочные материалы попутно могут выполнять также функции охлаждения, защиты от коррозии, уплотнения зазоров и очистки поверхностей.

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Усилие на штоке гидроцилиндра $P_{ш1}$, Н	Плечо усилия штока относительно оси качания коромысла h_3 , мм
110250	37,8
103350	67,3
105210	81,9
105760	89,5
102530	92
При выдвинутом штоке на 50 мм по сравнению с начальным положением	
136780	30,5
111110	63,8
108870	79,5
107290	88,1
103460	91,7

Таблица 2

Результаты расчета

Половина угла контакта φ , рад	Угол контакта φ , рад	Длина дуги контакта l , мм	Площадь трения S , мм ²	Давление в контакте p , кН·мм ²	Момент трения M_t , Н·м	Сила трения $F_{тв}$, Н	Работа трения A , Дж
0,00032	0,000641	0,032	3,368	13,043	329,5	6589,2	40,2
0,00041	0,000825	0,041	4,333	15,775	512,7	10254,6	62,6
0,00047	0,000942	0,047	4,946	17,430	646,6	12931,5	78,9
0,00052	0,001034	0,052	5,428	18,697	761,1	15222,4	92,9
0,00056	0,00111	0,056	5,829	19,731	862,6	17252,5	105,2
При выдвинутом штоке гидроцилиндра по сравнению с начальным положением							
0,00032	0,000641	0,032	3,368	13,043	329,5	6589,2	40,2
0,00042	0,000834	0,042	4,380	15,903	522,5	10449,3	63,7
0,00047	0,000946	0,047	4,964	17,478	650,7	13014,1	79,4
0,00052	0,001031	0,052	5,413	18,657	757,4	15148,1	92,4
0,00055	0,001102	0,055	5,784	19,616	851,0	17019,7	103,8

В существующих конструкциях отечественных сельскохозяйственных машин применяется смазка Литол 24 ГОСТ 21150-75.

Коэффициент трения зависит от критерия Zn/p , где: Z – вязкость смазки, n – частота вращения вала, p – среднее давление нагрузки, т.е. нагрузка, деленная на произведение длины шейки вала (L) и ее диаметра (D) [6].

Коэффициент трения f при разных рабочих условиях можно определить по единому графику зависимости f от Zn/p , представленному на рисунке 4. Участок от A до B на рисунке 4 соответствует граничному трению; здесь возможны контакт сухих поверхностей и заклинивание. Участок BC соответствует переходу от граничного трения к жидкостному (при увеличении Zn/p). Участок CD , приблизительно линейный, характерен для жидкостного трения.

Несмотря на то что величина f минимальна при значениях, лежащих в интервале между B и C , как видно на рисунке, рекомендуется выбирать значительно более высокие значения Zn/p , чтобы надежно обеспечивались условия жидкостного трения.

Получено целое семейство кривых зависимости f от Zn/p , отвечающее разным отношениям L/D и разным относительным зазорам [7]. С увеличением относительного зазора трение

уменьшается. С учётом невысоких скоростей вращения пальцев относительно втулки имеет смысл выбрать максимально густой смазочный материал. Кроме того, он должен быть водостойким, иметь высокую физико-химическую стабильность, обладать противозадирными свойствами для работы при высоких контактных напряжениях (до 1700 МПа) и хорошей адгезией [8].

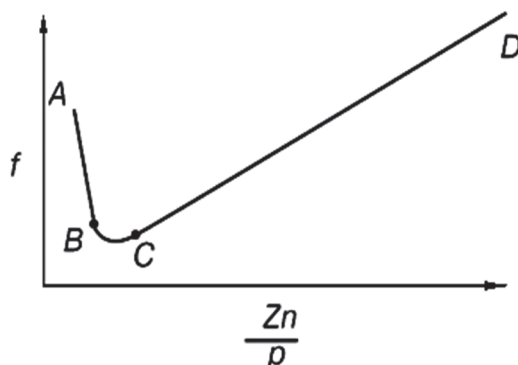


Рисунок 4. Одна из зависимостей коэффициента трения от параметра Zn/p

Возможно, по совокупности свойств можно использовать смазочный материал ШРБ-4, применяемый в шарнирах равных угловых скоростей.

Основные недостатки открытого металлического шарнира — быстрый износ пар трения, шумность, высокие потери на трение. Смазывание пар трения частично решило бы указанные недостатки. Но с учётом того, что соединение негерметично, хорошая и качественная смазка не сможет обеспечить высокий ресурс работы, т.к. постоянное воздействие воды и частиц почвы не способствует удержанию масляной плёнки на поверхностях трения.

Согласно результатам исследований прежних лет, применение густых смазок (типа ШРБ, Крус, Фиол-3 взамен ТАП-15) позволило существенно, в 4...6 раз увеличить ресурс узлов, подвергающихся постоянному воздействию воды и абразивного износа [8]. Тут стоит добавить, что герметизация таких узлов — ещё более эффективная мера повышения их долговечности.

Влияние температуры контактирующих тел на коэффициент трения в шарнире

При увеличении температуры изменяются молекулярная и деформационная составляющие коэффициента трения. Закономерность изменения молекулярной составляющей объясняется изменением удельной силы сопротивления относительно скольжению и изменением средних нормальных напряжений на контакте. Используя представление о третьем теле, можно отметить, что касательные напряжения на границе раздела, обусловленные вязкостью третьего тела, с увеличением температуры уменьшаются. Температурный диапазон работы АНУ лежит в пределах $-50...+50^{\circ}\text{C}$.

При пластическом контакте средние нормальные напряжения равны твердости материала по Бринеллю, которая в зависимости от изменения температуры изменяется следующим образом:

$$HB = HB_0 \cdot e^{-\alpha \Delta v}, \quad (15)$$

Здесь HB_0 — твердость при температуре, по отношению к которой проводится сравнение; α — температурный коэффициент, определяется экспериментально, Δv — изменение температуры.

В зависимости от изменения температуры, при которой работает узел трения, молекулярная составляющая коэффициента трения может падать, увеличиваться и оставаться неизменной.

Как показывает анализ, влиянием изменения микротопографии поверхности, имеющим место при повышении температуры, на деформационную составляющую коэффициента трения можно пренебречь. Тогда изменение температуры, при которой работает узел трения, будет влиять на деформационную составляющую посредством изменения твердости матери-

ала. Уменьшение твердости при увеличении температуры вызывает увеличение внедрения неровностей и тем самым повышение деформационной составляющей коэффициента трения.

Общий коэффициент внешнего трения покоя в зависимости от изменения температуры, при которой работает узел трения, равен:

$$f_{M0} \cdot e^{\delta \Delta t} + f_{D0} \cdot e^{\frac{\alpha \Delta v}{2v}}. \quad (16)$$

Следовательно, молекулярная составляющая коэффициента трения покоя при увеличении рабочей температуры узла, как правило, уменьшается, а деформационная возрастает. В общем случае функция $f = \psi(\theta)$ при изменении рабочей температуры узла в пределах, соответствующих зоне внешнего трения, проходит через минимум [3].

Заключение и выводы

Таким образом, с учетом принятых допущений уточнены потери на трение в шарнирах связующего звена АНУ на примере трактора НАТИ-04, что является составляющей общих потерь в устройстве, необходимых для определения КПД АНУ. При этом учтены параметры изготовления, свойства материала шарниров, даны рекомендации по применению смазочного материала с учетом условий эксплуатации АНУ. Следует отметить, что в существующих конструкциях не предусмотрены уплотнения для задержки смазочного материала на поверхностях трения, а работа силы трения может составлять до 10% от общей работы АНУ. При применении уплотнений, а следовательно, снижении коэффициента трения до 0,11...0,18, можно снизить показатели трения соответственно в 1,5-3 раза, что позволит использовать гидронасос с меньшей подачей в системе натяжения, расход топлива машины, а также позволит более точно задавать значение натяжения для повышения тягово-сцепных свойств машины. Нельзя забывать о том, что из-за небольших скоростей относительного вращения жидкая смазка не сможет создавать необходимую масляную пленку и не сможет обеспечивать нормальную смазку. Следовательно, основным смазочным материалом являются густые виды смазок. Также снижения потерь на трение можно достичь, уменьшая количество шарниров в механизме. При этом следует помнить, что передаточные механизмы существенно снижают усилие для необходимого натяжения гусениц.

Одним из направлений для дальнейшей работы является оценка потерь в упругом элементе и его креплении, что позволит более точно оценить КПД АНУ в целом. Также предполагается более точное определение усилий на штоке гидроцилиндра с учетом различных направлений движения машины.

Список литературы

1. Саркисян Р.Р. Обоснование параметров амортизационно-натяжных устройств гусеничных движителей тракторов класса 3/ Диссертация. - М., 1987.
2. Городецкий К.И., Крумбольдт Л.Н., Щельцын Н.А. Конструирование и расчет составных частей объемного гидропривода/ Под общей ред. В.М. Шарипова. - М.: МАМИ, 1994, - 139 с.
3. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2/ Под общ. ред. И.В. Карельского и В.В. Алисина. - М.: Машиностроение, 1979. - 358 с.
4. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009, - 752 с.
5. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. - М.: Машиностроение, 1973. - 232 с.
6. Гаркунов Д. Н. Триботехника. - М.: Издательство «МСХА», 2002. - 616 с.
7. Мур Д. Основы и применения трибологии. - М.Машиностроение, 1978. - 483 с.
8. Ваванов В.В., Вайншток В.В., Гуреев Д.Д. Автомобильные пластичные смазки. - М.: Транспорт. 1986. - 14 5с.