

УДК 531.8, 621.81

UDC 531.8, 621.81

**ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ
ПРИВОДНЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ПО КРИТЕРИЮ РЕСУРСОБЕРЕЖЕНИЯ**

**STUDY OF RESOURCE CONSERVATION AT
DESIGNING LEVER MECHANISMS**

Грязин Владимир Альбертович
к.т.н.

Gryazin Vladimir Albertovich
Cand.Tech.Sci.

Багаутдинов Ильдар Нургаязович
к.т.н.
*Поволжский государственный технологический
университет, Йошкар-Ола, Россия*

Bagautdinov Ildar Nyrgayazovich
Cand.Tech.Sci.
*Volga State University of Technology, Ioshkar-Ola,
Russia*

Дородов Павел Владимирович
к.т.н., доцент
*Ижевская государственная сельскохозяйственная
академия, Ижевск, Россия*

Dorodov Pavel Vladimirovich
Cand.Tech.Sci.
Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Грубов Константин Алексеевич
к.т.н., доцент
*Пермская государственная сельскохозяйственная
академия им. Д.Н. Прянишникова, Пермь, Россия*

Grubov Konstantin Alrkseevich
Cand.Tech.Sci.
*Perm State Agricultural Academy of D.N.
Pryanishnikov, Perm, Russia*

Кузнецов Николай Николаевич
к.т.н., доцент
*Вологодская государственная
молочнохозяйственная академия имени В.Н.
Верещагина, Вологда, Россия*

Kuznetsov Nikolai Nikolaevich
Cand.Tech.Sci.
*Vologda State Milk Industry Academy, VN
Vereshchagin, Vologda, Russia*

В работе представлен оригинальный материал исследования, направленного на определение влияния отдельных параметров конструкции рычажных механизмов на показатели ресурсоэффективности. Полученные данные позволяют определить границы эффективности изменения металлоконструкции при заданных ограничениях

The article presents the original study material designed to determine the effect of individual parameters on the performance linkage resource efficiency. These data allow us to determine the efficiency changes in metals construction at the given constraints

Ключевые слова: МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ, МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЯ, РЕСУРСОБЕРЕЖЕНИЕ, ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Keywords: MATHEMATICAL MODELING, LEVER MECHANISMS, METAL CONSTRUCTION, RESOURCE CONSERVATION, EFFICIENCY

Введение

Конструкция современного рабочего и технологического оборудования машин общего и специального назначения представляет собой приводной механизм, выполненный в соответствии с предъявляемыми заказчиком требованиями [1-4]. В общем виде, данный механизм можно рассматривать как рычажное устройство, основанием которого служит (чаще всего) металлоконструкция, шарнирно сочлененная с приводным механизмом и базовой частью.

В процессе проектирования, на стадии разработки эскизного проекта, инженер анализирует несколько вариантов, с целью определения наиболее предпочтительных по ряду заданных критериев. Одним из наиболее важных критериев выступает ресурсосбережение. При этом, среди множества классифицируемых ресурсов, наиболее целесообразным является учет и анализ энергозатрат, необходимых для привода рычажного механизма и материалоемкость его конструкции.

Цель исследования: формирование алгоритма поиска и разработка математической модели для определения наиболее эффективной конструкции приводного рычажного механизма по критерию ресурсосбережения.

Задачи, решаемые в ходе выполнения работы включают:

- формирование алгоритма поиска ресурсосберегающей конструкции приводного рычажного механизма;
- разработка математической модели поиска ресурсосберегающей конструкции приводного рычажного механизма;
- анализ результатов вычислительного эксперимента по выявлению ресурсосберегающей конструкции приводного рычажного механизма;
- оценка адекватности допущений, принятых при разработке математической модели;
- формирование комплекта рекомендаций.

Методы, применяемые для решения поставленных задач:

- метод дискретно-событийного моделирования процесса конструирования приводного рычажного механизма [5];
- методы теоретической механики при формировании расчетной схемы нагружения рычажного механизма [6];
- методы расчета конструкции по допускаемым напряжениям в прочностных расчетах конструкции рычажного механизма [7];
- метод прямого перебора.

В качестве основных допущений, применяемых в процесс формирования обобщенной математической модели используем следующие:

1) предмет труда и/или элементы, с которыми взаимодействует рычажный механизм, являются абсолютно жесткие конструкции;

2) конструкция приводного рычажного механизма выполнена в виде полой балки с прямоугольным сечением и равной толщиной стенок;

3) конструкция приводного рычажного механизма изготавливается из листового проката;

4) конструкция приводного рычажного механизма выполняется на основе принципа равнопрочности изделия;

5) соединительные шарниры выполняются в виде пальце-втулочных соединений, работающих на срез;

б) толщина втулки для соединительных шарниров задана как постоянная величина.

В качестве базовой используется конструкция приводного рычажного механизма на примере крюка вильчатого грейферного захвата с приводом от гидроцилиндра.

В качестве основного критерия ресурсосбережения примем металлоемкость конструкции. Исходя из принципа равнопрочности, значение площади опасного сечения профиля конструкции будет являться определяющим.

Алгоритм поиска ресурсосберегающей конструкции приводного рычажного механизма

А) Формирование исходных данных, включая:

– ряд значений толщины стенки конструкции по ГОСТ 19904 – 90 «Прокат листовой холоднокатаный. Сортамент»;

– значение плеча приложения реакции на свободном конце рычажного механизма;

– значение прижимной силы на свободном конце рычажного механизма;

– значение толщины втулок в шарнирных соединениях;

– значение допускаемых напряжений по материалам конструкции и пальцев рычажного механизма;

– значение коэффициента запаса по допускаемым напряжениям;

– значение давления в гидроприводе.

Б) Определение значений изгибающего момента, действующего по длине конструкции рычажного механизма;

В) Определение опасного сечения конструкции;

Г) Формирование геометрических размеров опасного сечения профиля конструкции по значению допускаемого напряжения и коэффициента запаса;

Д) Многовариантная оценка возможных изменений геометрических размеров опасного сечения профиля конструкции по значению допускаемого напряжения и коэффициента запаса.

Е) Расчет необходимого усилия, развиваемого приводным гидроцилиндром;

Ж) Определение геометрических размеров приводного гидроцилиндра по ГОСТ 6540-68 Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров;

З) Расчет фактического усилия, развиваемого приводным гидроцилиндром;

И) Расчет геометрических размеров пальца приводного гидроцилиндра и пальца соединительного шарнира;

К) Расчет возможного межосевого расстояния между пальцами приводного гидроцилиндра и соединительного шарнира;

Л) Расчет площади опасного сечения профиля конструкции;

М) Выводы.

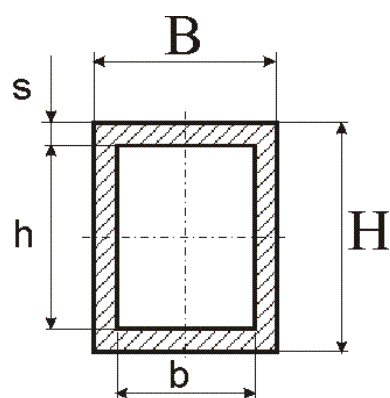
Математическое моделирование

В качестве платформы для выполнения математического моделирования и вычислительного эксперимента используем лицензионный программный продукт Microsoft Excel.

Значение площади опасного сечения профиля конструкции будет являться целевым критерием:

$$F_{сеч} \rightarrow \min ,$$

Площадь опасного сечения профиля, см. рисунок 1, момент инерции относительно осей симметрии, определяются по известным зависимостям [7]:



Осевой момент

инерции:

$$J_x = \frac{sH^3}{6} \left(3 \frac{B}{H} + 1 \right)$$

$$J_y = \frac{sB^3}{6} \left(3 \frac{H}{B} + 1 \right)$$

Момент

сопротивления:

$$W_x = \frac{sH^2}{3} \left(3 \frac{B}{H} + 1 \right)$$

$$W_y = \frac{sB^2}{3} \left(3 \frac{H}{B} + 1 \right)$$

Рисунок 1 – Геометрические размеры опасного сечения конструкции

Расчет на прочность опасного сечения конструкции при изгибе (при условии, что профиль опасного сечения ориентирован большей стороной – в плоскости действия изгибающего момента):

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_x} = \frac{P_u l_u}{W_x} \leq [\sigma_u],$$

где M_u – изгибающий момент в опасном сечении конструкции; $[\sigma_u]$ – допускаемое напряжение на изгиб; P_u – прижимная сила на свободном конце рычажного механизма; l_u – плечо приложения прижимной силы.

Необходимое и достаточное усилие, развиваемое приводным гидроцилиндром для обеспечения прижимной силы на свободном конце рычажного механизма определим с допущением, что вектор действия усилия, развиваемого приводным гидроцилиндром расположен на расстоянии $1/3$ высоты профиля опасного сечения H .

Отсюда диаметр поршня приводного гидроцилиндра (по условию работы поршневой полостью)

$$d_{\text{ц}} \geq \sqrt{\frac{4P_{\text{ц}}}{p p_{\text{ен}}}},$$

где $P_{\text{ц}}$ – усилие, развиваемое приводным гидроцилиндром; $p_{\text{ен}}$ – давление в гидроприводе.

С учетом ряда, предусмотренного ГОСТ 6540-68 Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров, корректируем диаметр поршня приводного гидроцилиндра до ближайшего большего значения.

$$d_{\text{ц}} \rightarrow d_{\text{ц}}^{\text{ГОСТ}},$$

следовательно, реальное усилие, развиваемое приводным гидроцилиндром составит

$$P_{\text{ц}}^{\text{р}} = \frac{p d_{\text{ц}}^{\text{ГОСТ}^2}}{4} p_{\text{ен}}.$$

Расчет пальцев шарнирных соединений на срез выполняем по условию:

$$d_n \geq \sqrt{\frac{4P}{p[t_{\text{ср}}]}},$$

где P – нагрузка на палец; $[t_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез.

Диаметр шарнирного соединения определяется с учетом толщины втулки:

$$d_{\text{вт}} = d_n + 2s_{\text{вт}},$$

где $s_{\text{вт}}$ – толщина втулки.

Возможное межосевое расстояние $l_{m.o}$ определяется как разница между внутренней высотой профиля h и сумме диаметров шарниров приводного гидроцилиндра $d_{ш.зц}$ и соединительного шарнира $d_{ш.с}$:

$$l_{m.o} = h - (d_{ш.зц} + d_{ш.с}).$$

Метод прямого перебора, реализуется в виде сравнения результатов, полученных в соответствии с алгоритмом поиска ресурсосберегающей конструкции приводного рычажного механизма. При этом, для удобства сопоставления результатов расчетов, в качестве дискретной величины принимается толщина профиля опасного сечения:

$$\forall s \in N,$$

где N – множество чисел по ГОСТ 6540-68 Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров.

С целью обеспечения значения коэффициента запаса по допускаемым напряжениям, с изменением толщины s профиля опасного сечения, одновременно изменяем и его высоту H

$$\forall H \in Z_c,$$

где Z_c – множество всех целых неотрицательных чисел.

Исходные данные для расчета

- ряд значений толщины стенки конструкции $N = \{5,00; 4,80; 4,50; 4,20; 4,00; 3,90; 3,80; 3,50; 3,20; 3,00; 2,80; 2,50; 2,20; 2,00\}$;
- плечо приложения прижимной силы $l_u = 400$ мм;
- прижимная сила на свободном конце рычажного механизма $P_u = 2500$ Н;
- толщина втулки $s_{вт} = 2$ мм;
- допускаемое напряжение на срез $[\tau_{ср}] = 120$ МПа;
- допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma_u] = 120$ МПа;
- коэффициент запаса по допускаемым напряжениям $\approx 1,5$.
- давление в гидроприводе $p_{гп} = 16$ МПа.

Результаты расчета

В результате выполненных расчетов были получены ряды значений искомых параметров в Microsoft Excel, как показано на рисунке 2.

h, мм	толщ, мм	h, мм	b, мм	h, м	b, м	h, м	b, м	площадь, мм ²	W (м)	Напр, Мпа	Запас	Ллече ГЦ, мм	Ргц, Н	D ГЦ, мм	D ГЦ(ГОСТ)	Ргц, Н	длина ГЦ, мм
45	5	35	50	0,045	0,06	0,035	0,05	950	1,23102E-05	81,2335	1,4772	15,00	66666,67	72,85503	80	80384	29,3
46	4,8	36,4	50,4	0,046	0,06	0,0364	0,0504	925,44	1,2353E-05	80,9517	1,4824	15,33	65217,39	72,05878	80	80384	29,3
48	4,5	39	51	0,048	0,06	0,039	0,051	891	1,25356E-05	79,7728	1,5043	16,00	62500	70,54158	70	61544	25,6
50	4,2	41,6	51,6	0,05	0,06	0,0416	0,0516	853,44	1,26175E-05	79,2550	1,5141	16,67	60000	69,11635	70	61544	25,6
51	4	43	52	0,051	0,06	0,043	0,052	824	1,2499E-05	80,0064	1,4999	17,00	58823,53	68,43539	70	61544	25,6
52	3,9	44,2	52,2	0,052	0,06	0,0442	0,0522	812,76	1,25928E-05	79,4103	1,5111	17,33	57692,31	67,77416	70	61544	25,6
53	3,8	45,4	52,4	0,053	0,06	0,0454	0,0524	801,04	1,26704E-05	78,9238	1,5205	17,67	56603,77	67,13174	70	61544	25,6
55	3,5	48	53	0,055	0,06	0,048	0,053	756	1,24883E-05	80,0752	1,4986	18,33	54545,45	65,89986	70	61544	25,6
58	3,2	51,6	53,6	0,058	0,06	0,0516	0,0536	714,24	1,24791E-05	80,1841	1,4975	19,33	51724,14	64,17292	70	61544	25,6
61	3	55	54	0,061	0,06	0,055	0,054	690	1,26629E-05	78,9710	1,5195	20,33	49180,33	62,575	63	49850,64	23,1
63	2,8	57,4	54,4	0,063	0,06	0,0574	0,0544	657,44	1,24728E-05	80,1742	1,4967	21,00	47619,05	61,57374	63	49850,64	23,1
68	2,5	63	55	0,068	0,06	0,063	0,055	615	1,25327E-05	79,7914	1,5039	22,67	44117,65	59,26678	63	49850,64	23,1
74	2,2	69,6	55,6	0,074	0,06	0,0696	0,0556	570,24	1,25399E-05	79,7456	1,5048	24,67	40540,54	56,81329	63	49850,64	23,1
79	2	75	56	0,079	0,06	0,075	0,056	540	1,25682E-05	79,5657	1,5082	26,33	37974,68	54,98602	56	39388,16	20,5

Рисунок 2 – Вид части окна математической модели и вычислительного эксперимента, реализованного в Microsoft Excel

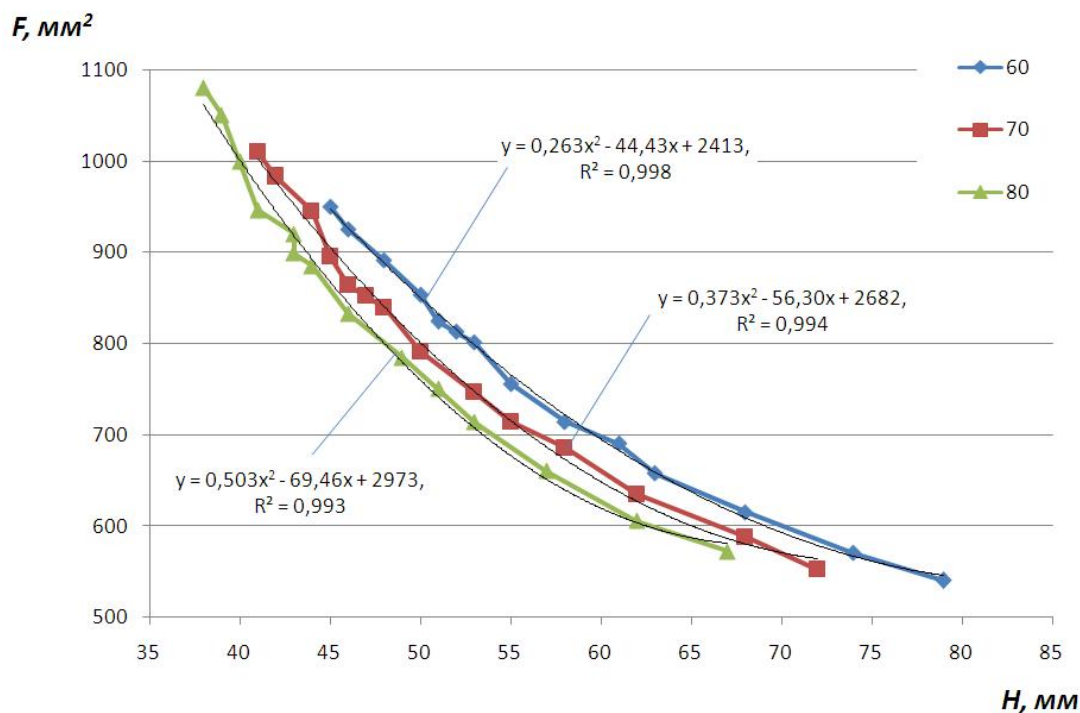


Рисунок 3 – Результаты вычислительного эксперимента по определению площади опасного сечения F от высоты профиля H при переменных значениях толщины s (на рисунке не показаны)

Выполнив сравнительный анализ результатов вычислительного эксперимента для трех значений ширины профиля B , были получены зависимости площади опасного сечения F от высоты профиля H при переменных значениях толщины s (на рисунке не показаны), см. рисунок 3.

Полученная неравномерность распределения расчетных значений площади опасного сечения F , представленная на графиках в виде множества маркеров, объясняется дискретностью величин высоты профиля H при переменных значениях толщины s , выбранных методом прямого перебора для обеспечения заданного значения коэффициента запаса по допускаемым напряжениям. Аппроксимируя полученные зависимости можно отметить, что в заданном диапазоне значений исходных данных и с учетом выполненных допущений, зависимость площади опасного сечения F (материалоемкость конструкции приводного рычажного механизма) от высоты профиля H при переменных значениях толщины s с 99% точности может быть представлена в виде полиномиальной функции второй степени.

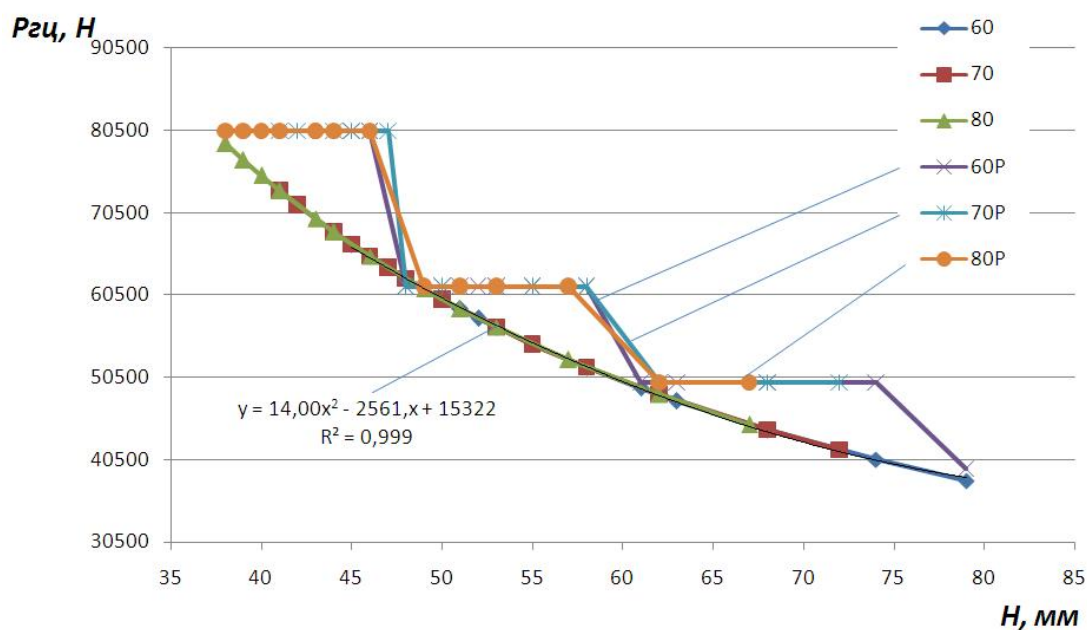


Рисунок 4 – Результаты вычислительного эксперимента по определению усилия приводного гидроцилиндра $P_{гц}$ и $P_{гц}^p$ от высоты профиля H при переменных значениях толщины s (на рисунке не показаны)

На рисунке 4 представлены результаты определения усилий приводного гидроцилиндра $P_{гц}$, необходимого для обеспечения прижимной силы на свободном конце рычажного механизма (кривая) и значений реальных усилий приводного гидроцилиндра $P_{гц}^p$ (ломаные кривые) от высоты профиля H при переменных значениях толщины s . Ломаные кривые реальных усилий приводного гидроцилиндра получены в результате дискретного подбора диаметров поршня, по ряду ГОСТ 6540-68 Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров.

В результате выполненного анализа получаем, что для обеспечения минимальных энергозатрат на привод рычажного механизма, следует обеспечить возможно большую высоту профиля рычага. Это логично, так как при этом обеспечивается наибольшее расстояние от соединительного шарнира до вектора действия усилия, развиваемого приводным гидроцилиндром.

Аппроксимируя полученные зависимости усилий приводного гидроцилиндра по рисунку 4 получаем, что в заданном диапазоне значений исходных данных и с учетом выполненных допущений, зависимость усилия приводного гидроцилиндра $P_{гц}$, необходимого для обеспечения прижимной силы на свободном конце рычажного механизма, от высоты профиля H при переменных значениях толщины s с 99% точности может быть также представлена в виде полиномиальной функции второй степени.

Дополнительным ограничением, при выборе геометрических размеров профиля конструкции рычажного механизма в части подвеса привода является определение расстояния от соединительного шарнира до вектора действия усилия, развиваемого приводным гидроцилиндром. Графически, данное условие может быть представлено, как разность между предварительно заданным значением (верхние кривые) и фактическим (нижние кривые), получаемым после прочностных расчетов пальце-втулочных соединений, см. рисунок 5.

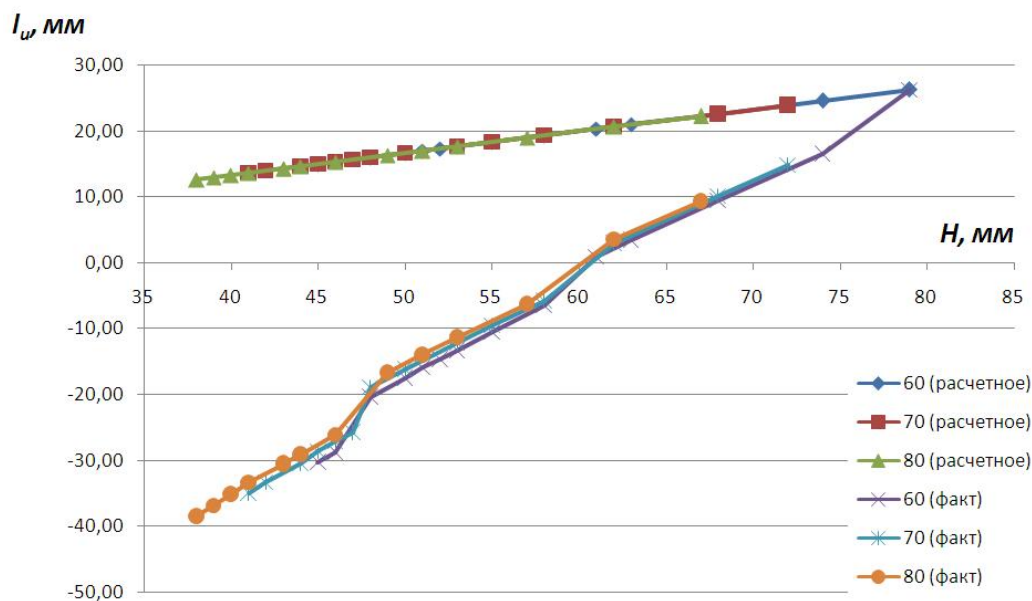


Рисунок 5 – Результаты сравнительного анализа предварительно заданного и фактического значений расстояния от соединительного шарнира до вектора действия усилия, развиваемого приводным гидроцилиндром l_u от высоты профиля H при переменных значениях толщины s (на рисунке не показаны)

Точка пересечения кривых, см. рисунок 5, полученная при высоте профиля $H = 79$ мм для ширины профиля $B = 60$ мм, вводит граничное условие: при меньших значениях высоты профиля, для всего рассматриваемого диапазона геометрических размеров, требуется вынесение точки подвеса приводного гидроцилиндра за периметр профиля.

Выводы

В результате выполненных расчетов и анализа полученных данных можно сделать следующие выводы:

А) С целью обеспечения материалоемкости конструкции приводного рычажного механизма, в процессе проектирования следует придерживаться следующих принципов:

1) при прочих равных условиях, принимать значение толщины профиля опасного сечения допустимо минимальной;

2) ширина профиля опасного сечения, работающего на простой изгиб, должна быть максимально возможно сужена, с учетом обеспечения работоспособности шарнирных пальце-втулочных соединений;

3) расположение приводного гидроцилиндра внутри профиля конструкции рычажного механизма должно обеспечить выполнение первых двух условий, что возможно достигнуть, например, при размещении внутри профиля только штока приводного гидроцилиндра, а корпуса – во внешней конструкции.

Б) С целью обеспечения минимальных энергозатрат на привод рычажного механизма, при проектировании следует учитывать:

1) точка подвеса приводного гидроцилиндра на рычаге должна обеспечить максимально возможное кратчайшее расстояние от соединительного шарнира до вектора действия усилия, развиваемого приводным гидроцилиндром;

2) точка подвеса приводного гидроцилиндра на рычаге должна условие полной реализации хода, в соответствии с рядом значений, указанном в ГОСТ 6540-68 Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров.

Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, соглашение № 14.В37.21.2096.

Список литературы

1. Адаптивно-модульные технические средства для лесного комплекса [Текст] / Е.М. Онучин, В.А. Грязин // Вестник Поволжского государственного технологического университета. Серия: Лес. Экология. Природопользование, 2011. – № 3. – С. 45-49.
2. Грязин, В.А. Оценка энергоемкости работы валочно-пакетирующих машин [Текст] / В.А. Грязин // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии: Вып. 185. СПб.: СПбГЛТА, 2008. – С. 109-115.
3. Грязин, В.А. Влияние природных условий на энергоемкость трелевки древесины тракторами с чокерным оборудованием [Текст] / В.А. Грязин // Известия высших учебных заведений. «Лесной журнал». – Архангельск: Издательство Архангельского государственного технического университета, 2009. – №3. – С. 68-73.
4. Функционально-структурное преобразование и риски в процессах материализации инновационных идей [Текст] / П. М. Мазуркин, В. А. Грязин // Природообустройство, 2012. – № 2. – С. 83-88
5. Грязин, В.А. Нагруженность подъемно-транспортных машин в режиме выполнения технологических операций [Текст] / В.А. Грязин // Тракторы и сельхозмашины. – Москва: ООО «Редакция журнала «ТСМ», 2010. – №7. – С.30-32.
6. Математическое моделирование кинематических схем технологического оборудования [Текст] / В.А. Грязин // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. – С.-Петербург – Киров: Российская Академия транспорта – Вятская ГСХА, 2009. – Вып. 6. – С. 29-32.
7. Таблица. Осевые моменты инерции, моменты сопротивления и радиусы инерции плоских фигур [Электронный ресурс]: Инженерный справочник – Режим доступа: <http://www.dpva.info/Guide/GuideMaterials/MaterialsResistant/MomentsOfInertion/> – 10.04.2013.

References

1. Adaptivno-modul'nye tehicheskie sredstva dlja lesnogo kompleksa [Tekst] / E.M. Onuchin, V.A. Grjazin // Vestnik Povolzhskogo gosudarstvennogo tehnologicheskogo universiteta. Serija: Les. Jekologija. Prirodopol'zovanie, 2011. – № 3. – S. 45-49.
2. Grjazin, V.A. Ocenka jenergoemkosti raboty valочно-paketirujushhih mashin [Tekst] / V.A. Grjazin // Izvestija Sankt-Peterburgskoj lesotehničeskoj akademii: Vyp. 185. SPb.: SPbGLTA, 2008. – S. 109-115.
3. Grjazin, V.A. Vlijanie prirodnyh uslovij na jenergoemkost' trelevki drevesiny traktorami s chokernym oborudovaniem [Tekst] / V.A. Grjazin // Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. «Lesnoj zhurnal». – Arhangel'sk: Izdatel'stvo Arhangel'skogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta, 2009. – №3. – S. 68-73.
4. Funkcional'no-strukturnoe preobrazovanie i riski v processah materializacii innovacionnyh idej [Tekst] / P. M. Mazurkin, V. A. Grjazin // Prirodoobustrojstvo, 2012. – № 2. – S. 83-88.
5. Grjazin, V.A. Nagruzhenost' pod#emno-transportnyh mashin v rezhime vypolnenija tehnologičeskijh operacij [Tekst] / V.A. Grjazin // Traktory i sel'hoz mashiny. – Moskva: ООО «Redakcija zhurnala «TSM», 2010. – №7. – S.30-32.
6. Matematicheskoe modelirovanie kinematičeskijh shem tehnologičeskogo oborudovaniija [Tekst] / V.A. Grjazin // Uluchshenie jekspluatacionnyh pokazatelej

dvigatelej vnutrennego sgoranija. Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii «Nauka – Tehnologija – Resursosberezhenie»: Sbornik nauchnyh trudov. – S.-Peterburg – Kirov: Rossijskaja Akademija transporta – Vjatskaja GSHA, 2009. – Vyp. 6. – S. 29-32.

7. Tablica. Osevyje momenty inercii, momenty soprotivlenija i radiusy inercii ploskih figur [Jelektronnyj resurs]: Inženernyj spravocnik – Rezhim dostupa: <http://www.dpva.info/Guide/GuideMatherials/MaterialsResistant/MomentsOfInertion/> – 10.04.2013.