

**МЕТОДИКА И АНАЛИЗ ДИНАМИКИ НАГРУЖЕНИЯ И УСТАЛОСТНОЙ
ДОЛГОВЕЧНОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЛЕСНЫХ МАШИН**

Голякевич С. А., доц., к.т.н., Гороновский А. Р., доц., к.т.н.
Белорусский государственный технологический университет
(Минск, Республика Беларусь), gsa@belstu.by

**METHODOLOGY AND ANALYSIS OF DYNAMIC LOADING AND FATIGUE LIFE
BEARING CONSTRUCTION OF FOREST MACHINES**

Golyakevich S. A., Assoc. Prof., PhD., Goronovsky S. A., Assoc. Prof., PhD
Belarussian State Technological University
(Minsk, Republic of Belarus)

The work is devoted to the analysis of dynamic loading, stress-strain state and fatigue life of multi-operational forest machines. The results of analysis for the bearing construction of the Amkodor-2551 harvester are presented. On his example, the main approaches to modeling the dynamics of manipulator, articulated machines are described. In conclusion, proposed changes in the design of the technological half-frame harvester, which allowed to increase its fatigue life.

Исследования отечественных и зарубежных ученых показывают, что наиболее прогрессивным методом определения нагруженности конструкций машин является математическое моделирование динамики их работы [1-8]. Важными достоинствами такого подхода являются возможности многократного сокращения объема сложных и трудоемких экспериментальных исследований и простого варьирования компоновочных параметров машин. Полученные в результате моделирования данные о действующих нагрузках используются при их непосредственном анализе, или являются исходными данными для проведения анализа напряженно-деформированного состояния конструкций. Учет двигателя, как заданного источника мощности и энергетических параметров рабочих органов, обеспечивает возможность комплексной оценки взаимовлияния показателей динамической нагруженности машины, энергетических и временных затрат на выполнение технологических операций.

В результате анализа конструкций многооперационных лесозаготовительных машин установлены особенности, не позволяющие использовать известные математические модели для оценки их динамической нагруженности. Это наличие в технологическом цикле операций работы манипулятора, блокирование шарнира сочленения полурам при их выполнении, продолжительная работа машин на переходных режимах, возможность использования нескольких способов выполнения одной технологической операции, оснащенность подвесных устройств рабочих органов гасителями колебаний, соединение движителя с несущей конструкцией без использования упругодемпфирующих устройств, использование наклонных платформ в конструкциях манипуляторов.

Кроме того, современные многооперационные лесозаготовительные машины, как правило, создаются на базе высоко унифицированных несущих конструкций. Оценка их нагруженности должна проводиться как для операций технологического цикла работы харвестера, так и форвардера. При этом, для возможности сравнения получаемых результатов по нагруженности несущих конструкций таких машин важно использовать общую математическую модель их работы.

Для исследования динамической нагруженности отмеченных несущих конструкций разработана математическая модель схема которой представлена на рисунке 1.

При разработке модели приняты следующие допущения: величины радиальной жесткости колес описываются соответствующими функциональными зависимостями от действующей нагрузки, а в поперечной и продольной плоскости постоянны; жесткости гидравлических систем наклона опорной платформы манипулятора и жесткость телескопического

звена постоянна, демпфирующие свойства элементов системы пропорциональны первой производной по деформации, связи элементов модели голономны, стрела и рукоять манипулятора представляют собой единое целое, а положение центра тяжести манипулятора и значения его моментов инерции определяются относительным положением звеньев.

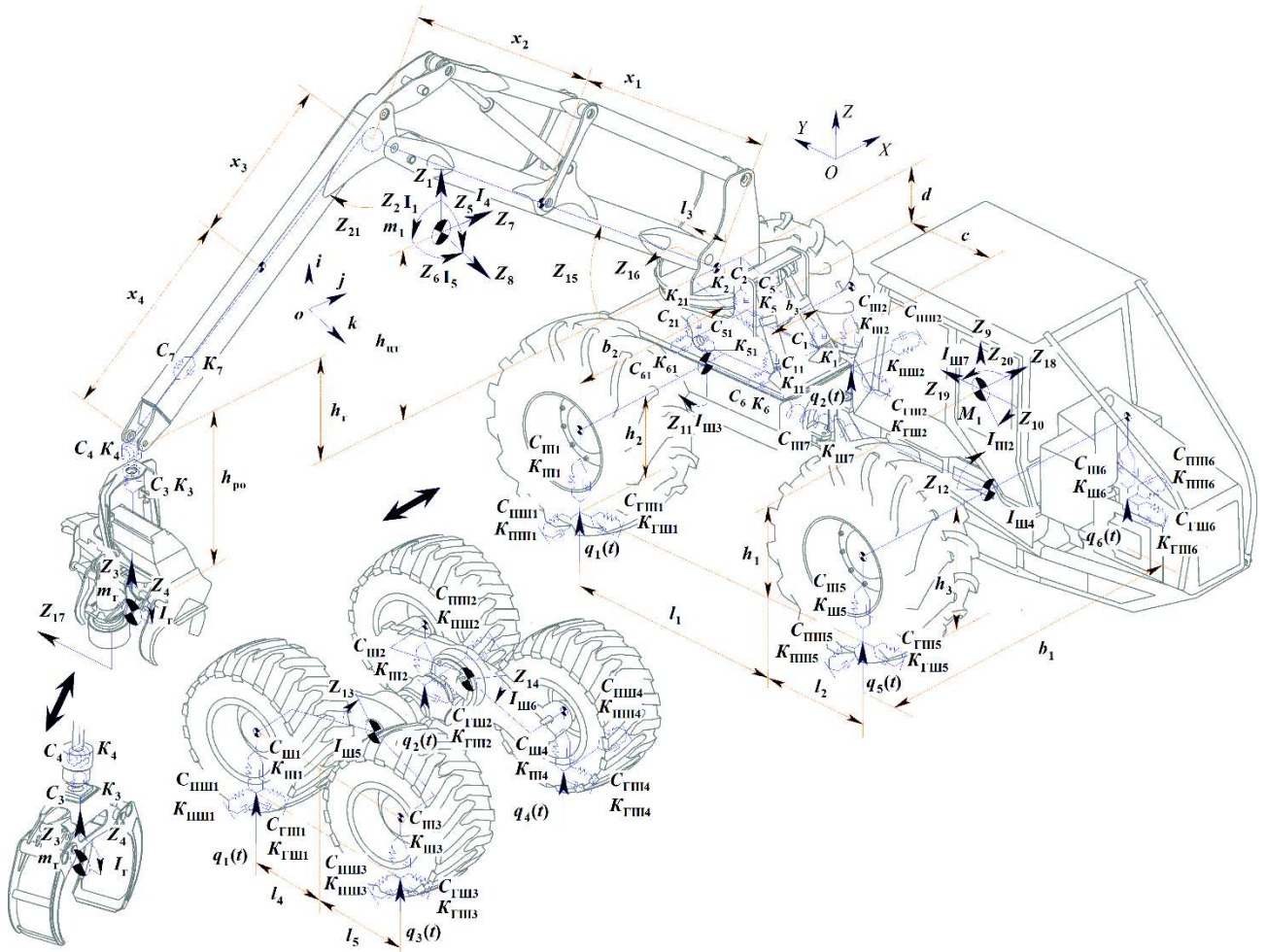


Рисунок 1 – Пространственная схема математической модели многооперационной лесозаготовительной машины

Наличие шарнирного сочленения в несущих конструкциях специализированных лесозаготовительных машин приводит к значительным отличиям в их моделировании в сравнении с машинами с «жесткими» рамами. Крутильная жесткость полурам в поперечной и изгибная жесткость рамы в продольной плоскости значительно больше жесткости механизма блокировки горизонтального шарнира, что подтверждают исследования [4]. Поэтому в математической модели распределенная масса базового шасси заменена сосредоточенной M_1 (кг), а каждый из модулей обладает выделенным моментом инерции относительно продольной оси $I_{ш3}, I_{ш4}$ (кг·м²).

Движение элементов шасси многооперационной лесозаготовительной машины в пространстве описывается обобщенными координатами: Z_9, Z_{18}, Z_{19} – поступательного движения сосредоточенной массы шасси M_1 (кг) по осям OZ, OY, OX , м; Z_{10}, Z_{20} – вращательного движения шасси (рад) в плоскости YOZ и XOY с моментами инерции рамы $I_{ш2}, I_{ш7}$ (кг·м²); Z_{11}, Z_{12} – вращательного движения (рад) задней и передней полурам в плоскости XOZ с моментами их инерции $I_{ш3}, I_{ш4}$ (кг·м²) соответственно. Ввиду наличия в конструкции заднего модуля многооперационной машины с колесной формулой 6К6 балансирных опор в модель введены обобщенные координаты Z_{13}, Z_{14} (рад), описывающие их вращательное движение в плоскости YOZ и моменты инерции $I_{ш5}, I_{ш6}$ (кг·м²).

Для харвестера Амкодор–2551 проведены исследования нагруженности и напряженно-деформированного состояния его технологической полурамы на операции натяга дерева. Изменение действующих на полураму нагрузок, в зависимости от положения манипулятора харвестера приведено в таблица 1.

Таблица 1 – Нагрузки действующие на технологическую полураму харвестера

Z_{16} , град	R_1 , кН	R_{11} , кН	R_2 , кН	R_{21} , кН	$M_{кр.ш.}$, Н·м	$M_{изг.ш.}$, кН·м	$R_{в.ш.}$, кН
0	75,0	75,0	-89,7	-89,7	0	-62,3	-40,9
15	72,6	72,2	-9,7	-164,5	7,1	-59,8	-39,6
30	65,3	64,5	69,9	-229,1	14,4	-52,6	-35,7
45	53,5	52,5	143,9	-279,1	22,1	-41,1	-29,7
60	38,1	36,8	206,8	-311,1	30,2	-26,0	-21,8
75	20,1	18,7	254,7	-322,8	39,9	-8,6	-12,6
90	0,8	0,8	284,2	-313,6	57,7	9,9	-2,8

Общий вид напряженно–деформированного состояния технологической полурамы при выполнении натяга дерева диаметром 0,24 м при вылете манипулятора 9,3 м при $Z_{16}=90^\circ$ представлен на рисунке 2.

В ряде элементов несущей конструкции харвестера наибольшие эквивалентные напряжения возникают при других положениях манипулятора. Значения действующих эквивалентных напряжений на участках полурамы, отмеченных на рис. 2, при $Z_{16}=90^\circ$ и а также при $Z_{16}=0^\circ$ приведено в таблице 2.

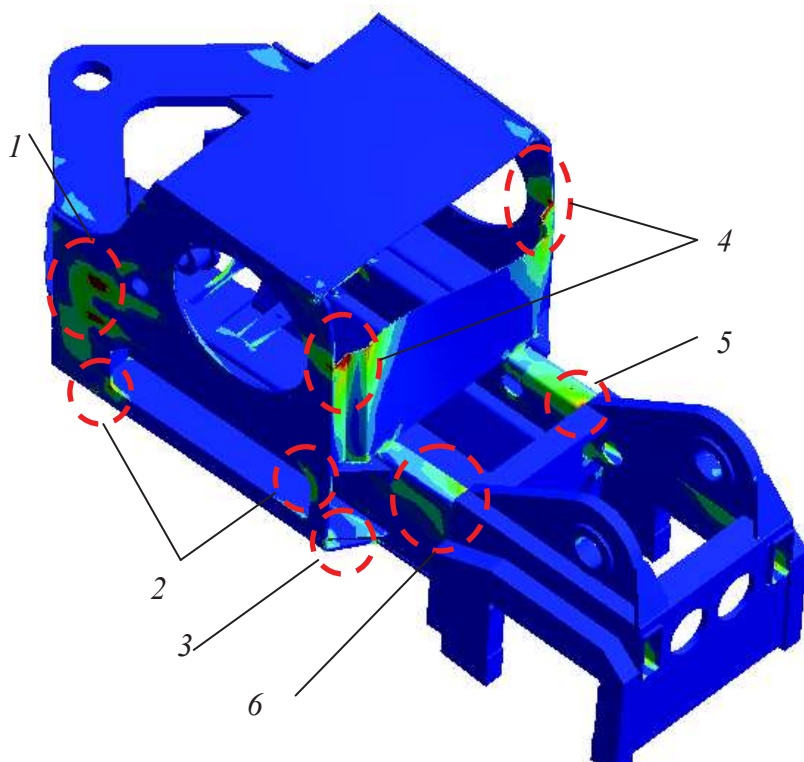


Таблица 2 – Эквивалентные напряжения в элементах технологической полурамы харвестера

Номер участка (рис.2)	Величина эквивалентных напряжений, МПа	
	$Z_{16}=90^\circ$ (рис.1)	$Z_{16}=0^\circ$ (рис.1)
1	281,3	193,1
2	172,2	136,3
3	100,4	107,3
4	274,1	157,7
5	217,1	178,5
6	202,1	-

1 – участок крепления шарнира сочленения к технологическому модулю; 2 – передние стенки боковых отсеков полурамы; 3 – участок крепления нижней полки бокового отсека полурамы; 4 – участок крепления переднего листа; 5 – левый лонжерон на участке установки опорной рамки манипулятора; 6 – правый лонжерон на участке установки опорной рамки

Рисунок 2 – Распределение эквивалентных напряжений в элементах технологической полурамы харвестера «Амкодор- 2551» при $Z_{16}=90^\circ$

Для описания наклонного участка кривой усталости стали 09Г2С использовано выражение:

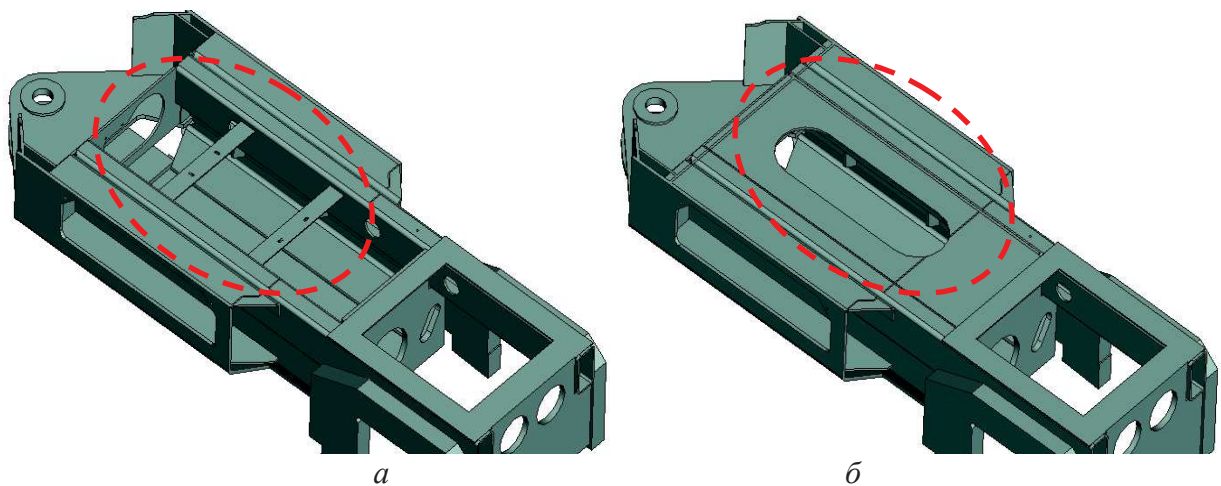
$$N = \begin{cases} \frac{\sigma_{Rd}^{m_N} \cdot N_G}{\sigma_a^{m_N}} & \text{при } \sigma_a \geq \sigma_R; \\ \infty & \text{при } \sigma_a < \sigma_R, \end{cases}$$

где N – число циклов нагружения до разрушения при амплитуде напряжения равной σ_a ; N_G – абсцисса точки перегиба на кривой усталости; m_N – параметр, характеризующий угол наклона левого участка кривой усталости к оси абсцисс; σ_{Rd} – предел усталости элемента детали, МПа.

При проведении анализа использовались следующие усталостные характеристики конструкционной стали 09Г2С: $\sigma_T=317$ МПа, $\sigma_B=517$ МПа, $R=-1$, $N_G=6 \cdot 10^6$, $\sigma_R=120$ МПа. Где m_N – характеристика угла наклона кривой усталости к оси абсцисс; N_G – точка перегиба кривой усталости; R – характеристика цикла нагружения; σ_T – предел текучести материала, МПа; σ_B – предел прочности материала, МПа; σ_R – предел выносливости материала, МПа. Приведенные усталостные характеристики материалов взяты из [9] для образцов диаметром $d=180$ мм, диаметр галтельного концентратора $d_H=160$ мм, радиус скругления галтели $\rho=5$ мм, теоретический коэффициент концентрации напряжений $\alpha_\sigma=2,5$. Полученная расчетным путем величина $m_N=9,9$.

Заключение. На основе проведенных исследований установлено, что снижение действующих напряжений в несущей конструкции харвестера возможно за счет следующих изменений в конструкции технологической полурамы:

1. Переход к коробчатому сечению полурамы путем замены 2-х поперечин соединяющих левый и правый верхние лонжероны на перфорированный лист толщиной 6 мм как показано на рисунке 3. Это позволит уменьшить действующие напряжения на участках 2–6 рисунок 2. Величина действующих эквивалентных напряжений на отмеченных участках после изменения конструкции не превышает: 96,7 МПа; 61,9 МПа; 118,8 МПа; 27,4 МПа; 22,3 МПа соответственно. Масса несущей конструкции увеличится не более чем на 12 кг.

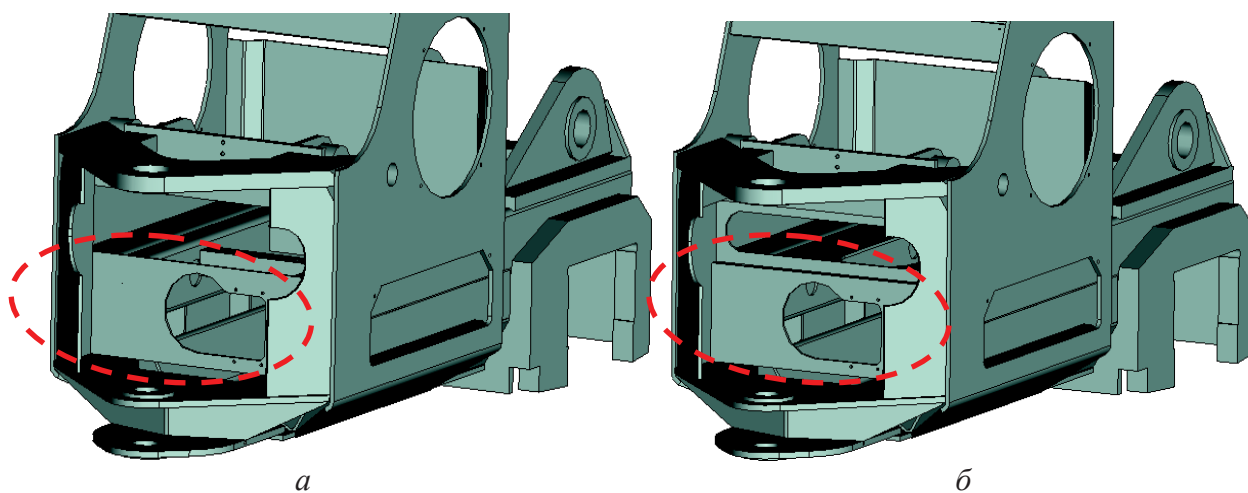


a – до изменений; *б* – после изменений

Рисунок 3 – Изменение №1 конструкции технологической полурамы харвестера

2. Введение в конструкцию дополнительной вертикальной пластины соединяющей левую и правую стенки полурамы в области установи шарнирного сочленения (рисунок 4).

Такое изменение конструкции снизит действующие касательные напряжения до 29,3 МПа. Выполненная перфорация листа позволит снизить массу вновь устанавливаемого элемента конструкции (масса пластины – 6,3 кг) и обеспечить возможность установки гидродолиндров складывания полурам.



a – до изменений; *б* – после изменений

Рисунок 4 – Изменение №2 конструкции технологической полурамы харвестера

3. Смещение пластин соединяющих верхнюю и нижнюю опору шарнира с их задними стенками и пластиной крепления гидроцилиндров наклона платформы (масса каждой пластины увеличится не более чем на 1,3 кг), а также введение дополнительных поддерживающих элементов в виде «косынок» (толщина – 6 мм, масса до 0,7 кг) в местах крепления гидроцилиндров наклона опорной платформы манипулятора. Действующие эквивалентные напряжения во вновь введенных элементах несущей конструкции не превышают 87,4 МПа. Это, в соответствии с характеристиками сопротивления усталости стали 09Г2С, при учете дополнительных факторов влияющих на долговечность деталей (отмечены выше) обеспечит усталостную долговечность технологической полурамы харвестера «Амкодор-2551» не менее чем на $1 \cdot 10^6$ циклов нагружения при уровне доверительной вероятности 0,9.

ЛИТЕРАТУРА

1. Голякевич, С. А. Повышение надежности несущих конструкций многооперационных лесозаготовительных машин выбором режимов работы на основе энергетического потенциала: автореф. дис. ... канд. техн. наук. -Минск: 2013. -24 с.
2. Арико С. Е. Математическая модель работы харвестерной машины 4К4//Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообаб. пром-сть. 2010. Вып. XVIII. С. 113-117.
3. Мохов С.П. Анализ тенденций развития конструкций многооперационных лесозаготовительных машин/С. П. Мохов //Труды БГТУ. Лесная и деревообаб. пром-сть. 2012. № 2. С. 18-20.
4. Golyakevich S.Goronovsky A. Workload estimation of harvesters during the operations of work cycle // Transport. Issue 28 (3). Vilnius, 2013, pp. 323-330
5. Лесные машины «Амкодор»: учеб.-метод. пособие/А. С. Федоренчик, А. А. Герман, П. А. Протас; БГТУ. -Минск: БГТУ, 2013. -239 с.
6. Голякевич С. А. Математическая модель для оценки несущих конструкций многооперационных лесозаготовительных машин//Труды БГТУ. № 2: Лесная и деревообаб. промышленность. 2013. С. 65-72.
7. Симанович В.А. Влияние динамической нагруженности на эксплуатационные показатели колесных лесных машин / Симанович В.А., Кононович Д.А., Исаченков В.С.// Труды БГТУ. №2. Лесная и деревообр. пром-сть. 2016. № 2 (184). С. 54-57
8. Голякевич, С. А. Основы проектирования лесных машин и системы автоматизированного проектирования: учеб.-метод. пособие в 2 ч./С. А. Голякевич, А. Р. Гороновский. - Минск: БГТУ, 2015. -Ч. 1. -140 с.
9. Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов. В 2 т. Т 1 / В.Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. Киев: Наукова думка, 1987. – 510 с.