

К вопросу выбора рационального режима ускоренных испытаний металлоконструкции манипулятора лесной машины

Шиловский В.Н.¹

Петрозаводский государственный университет

В статье приведены методические положения по выбору рационального режима ускоренных испытаний металлоконструкции манипулятора лесной машины, позволяющего достигнуть накопления усталостных повреждений, идентичных эксплуатационным, когда коэффициенты перехода от стендовых нагружений к эксплуатационным для всех элементов манипулятора (рукоятки, стрелы, основания) максимально близки друг к другу и превышают единицу.

Ключевые слова: виды нагружений, относительное усталостное повреждение, коэффициент перехода от результатов ускоренных испытаний к эксплуатационным.

Ускоренные испытания узлов и агрегатов лесозаготовительных машин позволяют в сжатые сроки оценить уровень их долговечности. Для организации ускоренных испытаний необходима разработка программы-методики испытаний, основу которой составляет режим испытаний. Режим ускоренных испытаний должен быть эквивалентен по своему повреждающему действию реальному, эксплуатационному режиму нагружения. Режим нагружения характеризуется видами нагружения, которые выбираются таким образом и в таком количественном соотношении друг к другу, чтобы обеспечивался характер разрушения конструкции идентичный эксплуатационному.

С целью выбора режимов испытаний проводится исследование напряженности металлоконструкций манипулятора в процессе эксплуатации и на стенде. Для этого на различных элементах испытываемой конструкции (рукоятки, стреле, основании) выбирается по несколько точек, в которых определяются распределение и характер изменения амплитуд напряжений за определенное число технологических циклов как при эксплуатации, так и на испытательном стенде. Распределения амплитуд напряжений, например за 100 технологических циклов работы манипулятора, полученные в определенных точках конструкции при ускоренных испытаниях и при эксплуатации, являются исходным материалом для выбора оценки режимов ускоренных испытаний с помощью переходных коэффициентов.

Коэффициент перехода от результатов ускоренных испытаний к эксплуатационным K_n определяется исходя из теории линейного накопления усталостных повреждений. Необходимо отметить, что

данная теория или гипотеза дает значительную погрешность, которой можно пренебречь при сравнительных испытаниях изделий, так как имеющая место величина погрешности будет внесена при расчете ресурса в обоих случаях и взаимно погашена. Методика расчета ресурса конструкции по распределению амплитуд напряжений с использованием уточненной или откорректированной гипотезы накопления усталостных повреждений подробно изложена в работе [1].

Для распределения амплитуд напряжений, полученных при ускоренных испытаниях и эксплуатации, соответствующих одному и тому же числу технологических циклов, с использованием кривой выносливости вычисляются значения сумм относительного усталостного повреждения a_j , получаемого j -м узлом манипулятора, согласно выражению:

$$\sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} = a_j,$$

где

n_i - количество циклов изменения напряжений с амплитудой, соответствующее определенному числу технологических циклов;

N_i - предельное число циклов по кривой выносливости с амплитудой;

m - количество ступеней амплитуд напряжений за соответствующее число технологических циклов.

Отношение относительного усталостного повреждения, получаемого j -м элементом конструкции за определенное число технологических циклов на стенде - a_{jc} и соответственно при эксплуатации - $a_{jэ}$, является коэффициентом перехода - K_{nj} , то есть $K_{nj} = a_{jc} / a_{jэ}$.

Следует отметить, что при расчетах относительного усталостного повреждения при эксплуатационном и стендовом режимах нагружения необходимо соблюдение условия идентичности степени асимметрии циклов изменения напряжения, то есть асимметричные циклы напряжений приводятся к симметричным, которым и соответствует кривая выносливости металлоконструкции манипулятора.

Приведение асимметричного цикла нагружения к симметричному осуществляется по выражению:

$$\sigma_{\text{ап.и}} = \sigma_{\text{аи}} + \Psi \sigma_{\text{ми}},$$

где

$\sigma_{\text{ап.и}}$ - амплитуда симметричного цикла, эквивалентная по накоплению усталостных повреждений;

$\sigma_{\text{аи}}$ - амплитуда асимметричного цикла;

Ψ - коэффициент влияния асимметрии;

$\sigma_{\text{ми}}$ - среднее значение асимметричного цикла.

¹ Автор - доцент кафедры технологии металлов и ремонта

Коэффициент ускорения испытаний определяется по формуле:

$$K_y = \frac{K_n \cdot P_c \cdot K_c}{P_3 \cdot K_3}$$

где

P_c, P_3 - соответственно количество технологических циклов, выполняемых манипулятором в смену на стенде и эксплуатации;

K_c, K_3 - коэффициенты сменности при ускоренных испытаниях и эксплуатации.

Опыт проведения ускоренных испытаний технологического оборудования лесных машин, приобретенный научно-исследовательскими институтами лесной промышленности [2], показывает, что испытание оборудования в основном проводится по схеме "машина-стенд" при одном сочетании его угловых параметров, при постоянной амплитуде напряжения соответственно для каждой точки металлоконструкции.

При очевидной своей простоте этот способ имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что накопление усталостных повреждений происходит в различных точках металлоконструкции неравномерно, неравномерно происходит и достижение предельного состояния отдельными элементами конструкции, что существенно увеличивает сроки испытаний наименее нагруженных элементов металлоконструкции манипулятора.

Таким образом, действующие положения по выбору режимов ускоренных испытаний промышленных машин [3] являются необходимыми, но недостаточными для выбора рациональных режимов ускоренных испытаний манипуляторов лесных машин.

Суть проблемы состоит в том, что напряженность металлоконструкции манипулятора зависит не только от спектра действующих на него сил, но и кинематического расположения его составляющих относительно друг друга, направления результирующей силы в пространстве относительно продольной плоскости манипулятора.

Исследования, проведенные применительно к манипулятору трелевочного трактора производства АО"ОТЗ", показали, что не существует угловых параметров его расчетной схемы, при которых значения напряжений в составляющих манипулятора (рукояти, стреле, основании) отличались бы друг от друга по модулю менее чем на 50%. В процессе эксплуатации изменение угловых параметров происходит непрерывно, создавая опасные режимы нагружения то одного, то другого элемента металлоконструкции. Все это говорит о том, что испытанияманипулятора при одном сочетании его угловых параметров производить не рационально.

Режим ускоренных испытаний характеризуется видами входящих в него нагружений и количественным соотношением последних между собой.

На рис. представлена схема, характеризующая общий случай нагружения элементов манипулятора действующей внешней силой P .

Первой основной характеристикой видов нагружения манипулятора являются сочетания углов ($\psi, \alpha_2, \beta_1, \alpha_1, \gamma_1$), обуславливающие при постоянной действующей нагрузке (P) наибольшую напряженность ((σ_{\max})) составляющих манипулятора (рукояти - σ_p , стрелы - σ_c , основании - σ_o).

Первое специальное положение для выбора режимов ускорения испытаний манипулятора характеризуется выражением:

$$\begin{aligned} \sigma_p &= |f(P, \psi, \alpha_2)| \\ \sigma_c &= |f(P, \psi, \alpha_2, \beta_1)| \rightarrow \sigma_{i\max} \quad \text{при } P = \text{const} \\ \sigma_o &= |f(P, \psi, \alpha_2, \beta_1, \alpha_1, \gamma_1)| \end{aligned} \quad (2)$$

Сочетания углов, обеспечивающие наибольшую напряженность элементов манипулятора, определены посредством анализа напряженности сечений ($C_1 - C_1$) - ($C_5 - C_5$). Более подробно рассмотрим сечения $C_1 - C_1$ и $C_3 - C_3$.

Величина приведенных напряжений в точке I сечения $C_1 - C_1$ по теории прочности наибольших касательных напряжений равна:

$$\sigma_1 = P \sqrt{\left(\frac{\cos \alpha_2 \cdot \cos \psi}{F} + \frac{z \cdot l \cdot \cos \alpha_2 \cdot \sin \psi}{I_y} + \frac{y \cdot l \cdot \sin \alpha_2}{I_z} \right)^2 + 4 \left(\frac{\cos \alpha_2 \cdot \sin \psi \cdot S_y}{I_y b_y} + \frac{\sin \alpha_2 \cdot S_z}{I_z b_z} \right)^2}$$

где

σ_1 - приведенное напряжение, МПа;

P - результирующая сила на захвате, Н;

α_2, ψ - углы между результирующей силой и рукоятью в вертикальной и горизонтальной плоскостях, рад,

F - площадь сечения;

z, y - координаты точки I соответственно относительно осей Z и Y , мм;

I_y, I_z - моменты инерции сечения относительно осей Y и Z , мм³;

l - расстояние сечения от точки приложения нагрузки, мм;

S_y, S_z - статические моменты относительно осей Y и Z , мм³;

b_y, b_z - ширина сечения соответственно на расстоянии y и z от нейтральной оси, мм.

Теоретические расчеты по данному и другим сечениям применительно к манипулятору производства АО"ОТЗ" согласно работе [4] показали, что основная доля (>90%) из приведенных напряжений падает на нормальные, поэтому условия, обеспечивающие наибольшую напряженность сечения, исследовались по нормальным напряжениям.

Согласно известному методу отыскания экстремумов, условиями максимума выражения

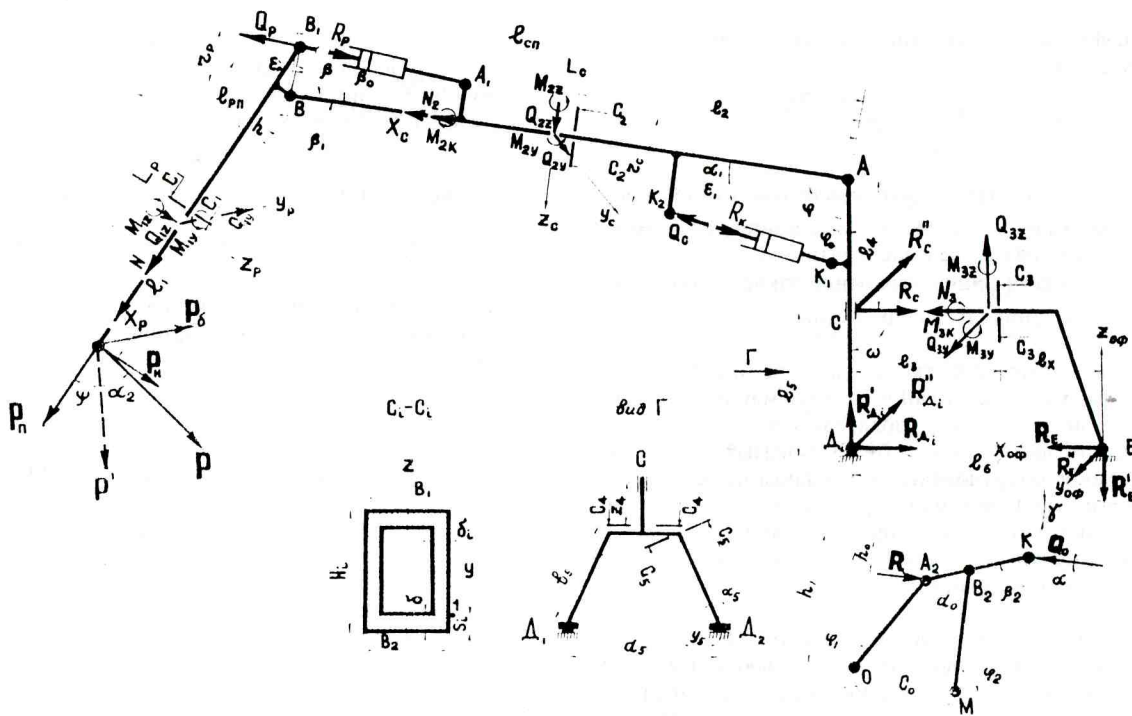


Рис. Схема сил, действующих на манипулятор

$\sigma_1 = f(\alpha_2, \psi)$ являются условия, обеспечивающие неравенство: $AB - C^2 > 0$ при $A < 0$, где A, B, C соответственно значения вторых производных $\ddot{f}_{\alpha_2\alpha_2}, \ddot{f}_{\psi\psi}, \ddot{f}_{\alpha_2\psi}$ в критических точках функции, обеспечивающих равенство нулю частных производных $\dot{f}_{\alpha_2}, \dot{f}_{\psi}$.

В результате проведенных исследований выражения $\sigma_1 = f(\alpha_2, \psi)$ на экстремумы было выявлено, что функция приобретает максимальную величину при $\alpha_2 = 1,047\text{рад}(60^\circ)$ и $\psi = 4,712\text{рад}(270^\circ)$.

Величина нормальных напряжений в точках внешнего контура сечения $C_3 - C_3$ равна:

$$\sigma_3 = P \cdot \left\{ \begin{aligned} & \cos\alpha_2 \cdot \cos\gamma_1 [L_p \cdot \sin\psi + L_c \cdot \sin(\beta_1 + \psi) - (l_1 + l_5)] \\ & \cos(\alpha_1 + \beta_1 - \psi) \left(\frac{l_3}{l_6 \cdot W_z} + \frac{1}{l_5 \cdot F} \right) + \sin\alpha_2 \\ & [L_c \cdot \cos\alpha_1 - L_p \cdot \cos(\alpha_1 + \beta_1)] \left(\frac{l_x}{l_6 \cdot W_z} + \frac{\cos\alpha_2}{r_0 \cdot F} \right) \end{aligned} \right\}$$

где $L_p, L_c, r_0, l_3, l_4, l_5, l_6, l_x$ - линейные параметры манипулятора и координаты рассматриваемого госечения, мм; β_1, α_1 - углы соответственно между стрелой и рукоятью, горизонталью и стрелой, рад;

γ_1 - угол поворота стрелы и рукоятки относительно продольной оси опорной фермы, рад; W_y, W_z - моменты сопротивления сечения относительно осей Y и Z , мм^3 .

Для определения условий, обеспечивающих максимальные значения функции $\sigma_3 = f(\alpha_2, \psi, \alpha_1, \beta_1, \gamma_1)$, имеющей пять тригонометрических переменных, разработана и реализована на ЭВМ специальная программа, позволявшая сравнить между собой напряжения при различных вариантах сочетаний углов между элементами манипулятора.

Одним из реальных видов нагружения, вызывающим максимальные напряжения в сечении $C_3 - C_3$ является нагружение, характеризующееся следующим сочетанием углов в радианах:

$$\alpha_2 = 0(0^\circ); \psi = 0,524(30^\circ); \alpha_1 = 0,576(33^\circ); \beta_1 = 2,059(118^\circ); \gamma_1 = 0(0^\circ).$$

Аналогично определяются условия экстремальных напряжений в других элементах металлоконструкции манипулятора.

Второй характеристикой видов нагружения являются величины нагружающих усилий. Максимальные значения нагружающих сил (P_{\max}) при испытаниях рукоятки, стрелы, опорной фермы манипулятора ограничиваются техническими данными гидропривода этих элементов (силами Q_3, Q_c, Q_0) согласно следующему положению:

$$\begin{aligned} |P_p| &= f(Q_p, \psi, \alpha_2) \\ |P_c| &= f(Q_c, \psi, \alpha_2, \beta_1) \leq \frac{S_i \cdot Q_{i \max} \cdot r_{in}}{l_n}, \quad (5) \\ |P_0| &= f(Q_0, \psi, \alpha_2, \beta_1, \alpha_1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} |P_p &= f(Q_p, \psi, \alpha_2)| \\ |P_c &= f(Q_c, \psi, \alpha_2, \beta_1)| \\ |P_o &= f(Q_o, \psi, \alpha_2, \beta_1, \alpha_1)| \end{aligned} \leq \frac{S_i \cdot q_{i \max} \cdot r_{in}}{l_n} \quad (5)$$

где

P_p , P_c , P_o - силы на захвате манипулятора от действия гидропривода соответственно рукояти, стрелы, механизма поворота, Н;

S_i - площадь i -го (рукояти, стрелы, механизма поворота) гидроцилиндра (с учетом или без учета площади штока, мм²;

$q_{i \max}$ - наибольшее возможное в условиях рядовой эксплуатации давление в i -м гидроцилиндре при данном сочетании углов, МПа;

z_{in} , l_n - приведенные плечи действия сил, развиваемой i -м гидроцилиндром и возникающей на захвате манипулятора, мм.

Согласно выражению (5) определяются максимально допустимые нагружающие усилия на захвате манипулятора при наиболее опасных для элементов манипулятора сочетаниях углов.

Количественные соотношения между различными выбранными видами нагружения определяются из условий, при которых коэффициенты перехода (K_n) от стендовых режимов нагружения к эксплуатационным не допустимы менее единицы для любого элемента испытываемой конструкции (рукояти - K_p , стрелы - K_c , основания - K_o) и наиболее близки друг другу, что является третьим, последним, требованием при выборе рационального режима ускоренных испытаний.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изложенные в статье положения могут быть использованы при расчете ресурса проектируемых манипуляторов, основывающемся на прогнозировании распределения вероятностей сочетания угловых параметров расчетной схемы и величины силы, действующей на захвате манипулятора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высш.шк., 1991. 319 с.
2. РД.13-11-20-86. Испытание лесозаготовительной техники. Коники зажимные валочно-трелевочных машин и трелевочных тракторов с гидроманипулятором. Типовая программа и методика ускоренных ресурсных испытаний / ЦНИИМЭ. Химки, 1986. 81с.
3. Левитанус А.Д. Ускоренные испытания тракторов и их узлов и агрегатов. М.: Машиностроение, 1973. 208с.
4. Баринов К.Н., Артамонов Ю.Г., Шиловский В.Н. К вопросу расчета на прочность металлоконструкции манипулятора трелевочного трактора // Машины и оборудование для механизации лесозаготовок и лесного хозяйства. Вып. II / ЛТА. Л., 1982. С.13-16.