

УДК 630*36

В. А. Симанович, канд. техн. наук, доцент (БГТУ)

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ЛЕСНЫХ МАШИН НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

В статье рассматриваются вопросы динамического синтеза механических систем на примере лесных машин многофункционального назначения в различных эксплуатационных условиях в зависимости от режимов работы двигателя внутреннего сгорания.

In article questions of dynamic synthesis of mechanical systems on an example of wood cars of multipurpose appointment in various field environments depending on power setting of internal combustion are considered.

Введение. В последнее двадцатилетие в нашей республике в рамках различных научно-технических программ развернута большая работа по созданию лесных колесных агрегатных машин различного назначения. В качестве базы для проектирования лесозаготовительной техники приняты тракторы общего и сельскохозяйственного назначения объединений ОАО «Амкор» и РУП «МТЗ». Опыт создания лесных машин с различным предназначением в технологическом процессе лесозаготовительного производства требует от создателей и эксплуатационников принципиально новых подходов к решению ряда задач по повышению надежности в работе узлов и агрегатов, а также вновь созданных лесных машин в целом. Это понятие охватывает целый комплекс задач, которые возникают в процессе работы лесозаготовительных машин при выполнении операции различного технологического назначения. Источником энергии для привода гидрофицированных систем машин, а также отдельных звеньев является двигатель внутреннего сгорания. Исследованиям динамических явлений в узлах и агрегатах лесных машин всегда отводилось первоочередное место [1], так как это обстоятельство во многом предопределяет дальнейшие действия создателей техники по ее внедрению в производство. Динамика движения транспортного средства представляется сложной задачей, решение которой требует больших знаний. Это, прежде всего, связано с тем, что эксплуатационные режимы работы лесных агрегатных машин отличаются большим разнообразием, так как отдельные технологические операции при приемах работы имеют разную природу возникновения динамических явлений. Классификация условий эксплуатации колесной агрегатной техники в большинстве своем не позволяет нам характеризовать большинство режимов их работы как установившиеся. Технологические операции и приемы во времени у некоторых лесных машин составляют от 10 до 150 с. Это позволяет нам утверждать, что происходящее в таких временных интервалах процессы

нельзя классифицировать как установившиеся стационарные.

Задачи динамического синтеза. При исследовании динамических нагрузок в агрегатах колесных лесных машин нужен новый подход, основанный на принципах синтеза элементов привода, входящих в систему «двигатель – рабочее оборудование». Содержание основных задач динамического синтеза агрегатов лесных машин определяется техническими требованиями, регламентирующими точность эксплуатационных характеристик и долговечность силовой цепи агрегатов проектируемых машин. Общая постановка задачи динамического синтеза предполагает отыскание таких решений, которые обеспечивали бы при заданных ограничениях наименьшее влияние динамических процессов на эксплуатационные характеристики узлов и агрегатов лесной машины и наименьшее снижение их долговечности.

При проектировании лесных машин многофункционального назначения структура и упруго-инерционные параметры силовой цепи определяются, как правило, на начальной стадии проектирования в результате синтеза функциональных характеристик в соответствии с ее целевым назначением на основе разрабатываемых или унифицированных узлов и механизмов. Вопросы оценки динамических свойств машины на этой стадии обычно затрагиваются минимальным образом исходя из общей характеристики условий эксплуатации, изменение которых происходит в широком диапазоне.

Комплексное проектирование сложных динамических систем агрегатным способом, сочетающее одновременную оптимизацию их функциональных и динамических характеристик, в силу причин организационно-технического характера осуществимо в редких случаях. Исключение на начальной стадии проектирования анализа динамических процессов в лесных агрегатных машинах может привести к сложным ситуациям, когда предпочтительные по функциональным характеристикам компоновочные схемы силовой цепи машины оказываются непригодными по динамическим качествам. На началь-

ной стадии проектирования при решении задач определения основных функциональных характеристик агрегатов лесных машин при располагаемых технических средствах необходимо учитывать присущие компоновочным структурам силовой цепи динамические особенности, которые могут существенным образом повлиять на эксплуатационные качества агрегатов. В сложных динамических системах важным практическим рекомендательным ходом является резервирование в звеньях цепи необходимых участков для корректирующих устройств с целью исключения неблагоприятных в части проявления динамических процессов, искажающих эксплуатационные характеристики агрегатов.

Представленное выше подтверждает тот факт, что структура и основные параметры силовой цепи лесной машины, определяемые на начальной стадии проектирования в результате синтеза функциональных характеристик, требуют корректировки на последующей стадии при решении задач оптимизационного характера динамических характеристик на режимах различного эксплуатационного назначения.

Параметрический динамический синтез динамических характеристик любого сложного агрегата с источником ограниченной мощности базируется на вариациях упругоинерционных параметров его силовых звеньев и связей между ними в виде различных корректирующих устройств. При использовании корректирующих устройств диссипативного типа в число варьируемых могут включаться параметры, характеризующие рассеяние энергии при колебаниях, что наиболее характерно при работе лесных машин в реальных условиях эксплуатации.

Основой для сравнительной оценки происходящих процессов являются критерии, отражающие с требуемой полнотой динамические свойства модулей лесной машины. По этой причине всегда была актуальной задачей формализация критериев эффективности, обладающих необходимой достоверностью при оценке динамических свойств и приемлемых для практического прикладного решения задач многопараметрического динамического синтеза агрегатов специальных лесных машин.

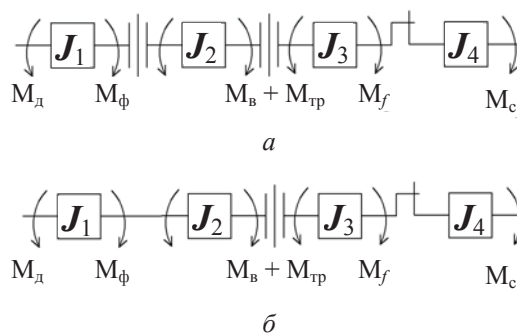
Для продуктивной постановки задач динамического синтеза важное значение отводится выбору расчетных математических моделей динамического процесса, отражающих с четкой полнотой происходящие процессы в звеньях механизмов.

Модели динамического синтеза в зависимости от достигаемых целей можно дифференцировать по следующим признакам: многомерные

модели цепного типа, подверженные возмущениям с широкополосным частотным спектром для решения динамических задач по критериям динамической нагруженности; модели с направленными звеньями для решения задач синтеза по критериям устойчивости и качества системы автоматического регулирования скорости машинного агрегата; модели для решения задач динамического синтеза по критериям, учитывающим ограниченный характер возмущения или управления [2].

Динамический синтез любого агрегата требует его математического описания, основанного на ряде допущений, минимально искажающих реальную картину происходящих динамических процессов. Математическое описание работы двигателя внутреннего сгорания изложена в исследованиях [1–3] и основывается на представлении его в виде источника заданной ограниченной мощности.

Неустойчивые процессы. Работа колесных лесных агрегатных машин на переходных режимах характеризуется неустойчивой нагрузкой в узлах и агрегатах. Такие процессы происходят вследствие резкого нарушения баланса крутящего момента двигателя и момента сопротивления, расходуемого на привод системы механизмов. Процесс разгона лесной машины можно разделить на два периода: трогание с места и разгон. Троганием считается такой промежуток времени, на протяжении которого происходит буксование муфты сцепления. В момент выравнивания угловых скоростей ведомого и ведущего валов муфты сцепления наступает период разгона агрегата.



Математическая модель колесной лесной машины при трогании (а) и разгоне (б) с механической трансмиссией

В приведенной расчетной схеме (рисунок) участки передачи крутящего момента заменяются валом, совершающим вращательное движение относительно своей оси. Двигатель заменен «валом двигателя» с моментом инерции J_1 , трансмиссия трактора – «валом трансмис-

сии» с моментом J_2 . Поступательное движение трактора заменяется движением «вала трактора» с моментом инерции J_3 , движение навесных и прицепных звеньев технологического оборудования – движением «вала оборудования» с моментом инерции J_4 .

Процесс трогания и разгона двигателя лесной машины происходит в следующей последовательности. Двигатель работает в заданном режиме без нагрузки, муфта сцепления разъединена. В начальный период включения муфты сцепления происходит интенсивное буксование и на ведомую часть муфты передается крутящий момент, под действием которого в трансмиссии выбираются зазоры между зубьями шестерен и шлицевыми соединениями, а также происходит упругая деформация деталей трансмиссии. По мере снижения буксования муфты сцепления крутящий момент нарастает и достигает значения, достаточного для преодоления сил сопротивления перемещению лесного тягача. Это выражается равновесием приложенных моментов к условному валу трактора:

$$M_b = M_f + M_{то}, \quad (1)$$

где M_b – момент на условном валу трактора; M_f – момент сопротивления качению трактора, приведенный к валу трактора; $M_{то}$ – момент сопротивления, создаваемый технологическим оборудованием и приведенный к валу трактора.

Математические модели разгона и установившегося движения включают описание движения тождественных элементов системы. Наиболее существенное различие этих двух процессов состоит в том, что при трогании нагрузка на двигатель, создаваемая теми же внешними силами, регламентируется темпом включения муфты сцепления. Когда муфта перестает буксовать, начинается процесс разгона, воздействие на систему становится таким же, как и при установившемся режиме работы, и различие в математическом описании этих двух процессов исчезает. Математическая модель трогания и разгона для обоих периодов отражает условие, что в момент $t = t_1$, ω_1 становится равной ω_2 . Такую модель можно составить, если выбрать для обоих периодов ординату воздействия на систему. Такой ординатой может служить момент M_γ закручивания вала трансмиссии на угол $\varphi = \gamma$.

$$M_\gamma = c_T \cdot \gamma + k_T \cdot (d\gamma / dt), \quad (2)$$

где c_T и k_T – жесткость и коэффициент демпфирования трансмиссии лесного тягача; γ – угол закручивания трансмиссии тягача.

В период трогания этот момент пропорционален моменту трения M_ϕ муфты сцепления, а в период разгона он равен M_c .

$$M_c = J_2 \cdot (d\omega_2 / dt) + M_b + M_{тр}, \quad (3)$$

где J_2 – приведенный к валу муфты сцепления момент инерции движущихся частей трансмиссии трактора; M_b и $M_{тр}$ – приведенный к валу муфты сцепления момент сопротивления на ведущем колесе и момент трения в трансмиссии трактора.

Период трогания трактора отражается в модели неравенством $0 \leq t \leq t_1$, т. е. муфта прекращает буксовать в момент времени t_1 , что, в свою очередь, в уравнениях учитывается равенством угловых скоростей вала двигателя ω_1 и вала трансмиссии ω_2 . Началу разгона трактора будет соответствовать неравенство $t \geq t_1$, причем сам процесс начинается в тот момент, когда $t = t_1$. То есть $\omega_1 = \omega_2$. При таких условиях уравнение (2) принимает вид

$$M_c = c_T \cdot \gamma + k_T \cdot (d\gamma / dt). \quad (4)$$

Расчетные исследования. Исследования влияния начальной частоты вращения коленчатого вала двигателя на процесс трогания и разгона проводилось для тракторов ТТР-401 в полевых условиях и моделировалось с помощью ПЭВМ. Эксплуатационные исследования проводились на операции трелевки деревьев. Загрузка двигателя при выходе на установившийся режим составляла 70–100% по крутящему моменту, а расчетная скорость движения трактора была в пределах 4,5–7,2 км/ч. Анализ записей процесса трогания и разгона показал, что при снижении начальной частоты вращения до (1350–1650 об/мин) максимальное значение момента, передаваемого сцеплением, снижается на 11–17%, а $n_{д\ min}$ – на 35%. Опыты на расчетных моделях проводились при тех же условиях, что и экспериментальные исследования. Результаты расчетных исследований имели расхождение по абсолютным значениям полученных величин на 11–16%.

При исследовании влияния темпа включения сцепления на величину динамической нагруженности трансмиссии было установлено, что самым опасным режимом при включении сцепления является промежуток времени 0–0,2 с, когда момент достигает двойного значения. Увеличение времени включения сцепления до 1,5 с снижает коэффициент динамичности на 20–32%.

Выводы. Оценку нагруженности колесных лесных агрегатных машин необходимо производить на основе динамического синтеза узлов, входящих в машинный агрегат и обладающих различными эксплуатационными свойствами. Динамические модели колесных лесных агрегатных машин должны обеспечивать правильное качественное и количественное описание

исследуемых процессов, позволяющее на стадии проектирования выбирать параметры сложной механической системы и исследовать их в частной области.

Литература

1. Вейц, В. Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / В. Л. Вейц, М. З. Коловский, А. Е. Кочура. – М.: Машиностроение, 1984.

2. Кутьков, Г. М. Тяговая динамика тракторов / Г. М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1980.

3. Транспортные средства на высокоэластичных двигателях / Н. Ф. Бочаров [и др.]. – М.: Машиностроение, 1974.

4. Жуков, А. В. Теория лесных машин / А. В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001.

5. Симанович, В. А. Разработка приведенной расчетной модели «колесный тягач – прицепной модуль – пачка деревьев» / В. А. Симанович, В. С. Исаченков // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообработ. пром-сть. – 2005. – Вып. XIII.

Поступила 01.04.2010