



А.П.Фот

## ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОПОЗИЦИОННОГО ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В работе рассматривается один из аспектов проектирования многопозиционного оборудования с учетом взаимовлияния отдельных агрегатов (узлов, механизмов) в процессе эксплуатации указанного оборудования и возникающих при этом динамических процессов. Пренебрежение эффектом взаимовлияния может привести к получению негативных результатов и к неоправданным расходам на ликвидацию последствий, предопределенных ошибкой конструктора. Большая трудоемкость динамических расчетов многопозиционного оборудования делает целесообразным использование компьютерных технологий с математическим моделированием разрабатываемой конструкции и реализацией машинного эксперимента. Такой подход впервые применен автором при оценке динамического качества многопозиционных разрывных машин (МРМ) для коррозионно-

механических испытаний образцов материалов. Приведенные в работе выкладки и результаты расчета характеристик машины по предложенной динамической модели позволили установить, что динамическая модель МРМ дает существенно больше информации о характере изменения нагрузки в образцах, чем упрощенная статическая модель. Подтверждена рациональность конструкции машины и доказана целесообразность использования МРМ в коррозионно-механических испытаниях материалов.

Одним из путей повышения производительности технологических машин является увеличение в них числа рабочих позиций. Проектирование многопозиционного оборудования (станков, автоматических линий, испытательных устройств и др.) практически всегда связано с оценкой взаимовлияния отдельных агрегатов (узлов, механизмов) в процессе эксплуатации указанного оборудования и возникающих при этом динамических процессов. Пренебрежение эффектом взаимовлияния может привести к получению негативных результатов и к неоправданным расходам на ликвидацию последствий, предопределенных ошибкой конструктора. Большая трудоемкость динамических расчетов многопозиционного оборудования делает целесообразным использование широко распространенных компьютерных технологий с математическим моделированием разрабатываемой конструкции и реализацией так называемого машинного эксперимента.

Такой подход применен нами при оценке динамического качества многопозиционных разрывных машин /1/ для коррозионно-механических испытаний образцов материалов согласно /2/ на примере восьмипозиционной разрывной машины МР-5-8ВМ, разработанной в Оренбургском государственном университете /3/ и нашедшей наиболее широкое применение в лабораториях целого ряда ведущих НИИ стран СНГ.

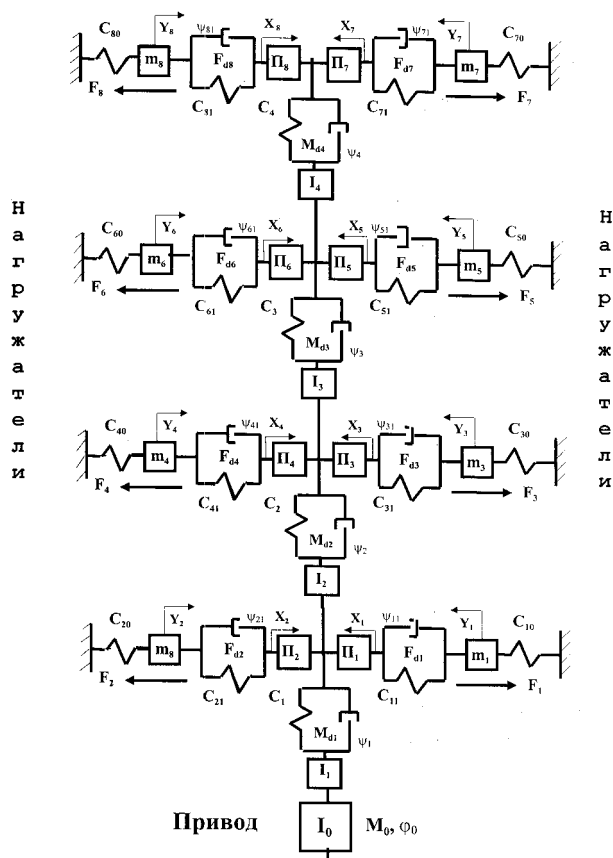


Рисунок 1. Динамическая модель разрывной машины

Предложены два варианта модели стационарной разрывной машины МР-5-8ВМ. Оба варианта базируются на представлении машины в виде жестких звеньев, соединенных упруго-диссипативными связями. Расчет динамических характеристик машины по упрощенному варианту / 4, 5/ дает возможность оценить степень влияния звеньев силовых цепей машины на уровень нагружения параллельно испытываемых образцов для идеального случая передачи всей накопленной энергии упругих деформаций машины до момента разрушения одного (либо нескольких образцов одновременно) остающимся целым образцам. При этом не учитываются потери энергии на работу сил трения и инерционных сил. Процесс не рассматривается во времени. Получаемые оценки динамических факторов получаются завышенными.

Учитывая изложенное, было решено уточнить расчеты с учетом упомянутых выше факторов влияния. В более точной модели, показанной на рисунке 1, для описания движения звеньев машины в рабочем процессе согласно рекомендациям работы / 6/ использована особая форма уравнений Лагранжа второго рода с «лишними» координатами. Полученная система дифференциальных уравнений решалась методами численного интегрирования в алгоритме оригинальной программы «DINAMIK1». Расчетом определялись значения «Qi» обобщенных координат звеньев и характер изменения их во времени, значения коэффициента пиковой нагрузки «Кпн» и изменение движущего момента на ведущем валу машины. В связи с весьма малыми рабочими скоростями и большими моментами инерции привода рабочая скорость приводного вала МР принята постоянной и из динамической модели исключены параметры элементов привода от двигателя до рабочего вала.

Особенностью модели является то, момент рабочего вала разветвляется на восемь позиций машины через идентичные передаточные механизмы  $\Pi_i$ , включающие винтозубчатую передачу и передачу винт-гайка с общим передаточным отношением  $U_n = 0.16 \cdot 10^{-3}$  м/рад. Захваты машины с массой  $m_i$  и коэффициентами жесткости  $C_{ii}$  обеспечивают требуемую линейную скорость деформирования образцов с коэффициентами жесткости  $C_{i0}$ . В силу конечной жесткости захватов они деформируются в процессе нагружения образцов и координата их перемещения  $Y_i$  будет отлична от координаты  $X_i$  выходного звена передаточного механизма  $\Pi_i$ . Положение захватов машины (и деформация образцов) в общем случае определяется деформациями звеньев цепи «привод - образец». Процесс предварительного нагружения образцов до момента разрушения сопровождается ростом сил

сопротивления  $F_i$  от трения в кинематических парах пропорционально значениям механических характеристик образцов, их сечению, значениям коэффициента жесткости  $C_i$  и удлинению. В колебательном процессе, возникающем при появлении возмущений (в частности, разрушения испытываемого образца), каждый из нагружателей машины влияет на остальные нагружатели и значения ординат захватов зависят от сумм амплитуд значений координат всех звеньев машины, вовлекаемых в процесс. Процесс сопровождается появлением диссипативных сил  $F_{di}$  и моментов  $M_{di}$ , способствующих затуханию колебаний. Диссипативные силы и моменты определяются значениями коэффициентов жесткости  $C_i$ , моментов инерции  $I_i$  (для приводного вала), значениями коэффициентов жесткости  $C_i'$  и движущихся масс  $m_i'$  (для системы «захват - образец»), значениями скорости соответствующей обобщенной координаты и коэффициента диссипации  $y_i$ , который согласно рекомендациям /6/ принят равным 0,5. В динамическом расчете МР-5-8ВМ используются значения коэффициентов жесткости, приведенные в диссертации Клещаревой Г.А. «Разработка методики оценки нагруженности многопозиционных разрывных машин», выполненной под руководством автора настоящей работы.

Общая форма уравнений Лагранжа (1) с «лишними» координатами, приведенная ниже, использована согласно рекомендациям /6/ с целью упрощения функциональных связей при выражении кинетической и потенциальной энергии через независимые координаты.

$$d/dt(dT/dq_j) - (dT/dq_j) + dV/dq_j = Q_j + \sum_{i=1}^n L_i \cdot h_{ij}, \quad (1)$$

где  $T$  и  $V$  - кинетическая и потенциальная энергия соответственно:

$$T = 1/2 \cdot \left( \sum_{i=1}^{k_1} I_i \cdot \dot{\varphi}_i^2 + \sum_{i=1}^{k_2} m_i \cdot \dot{y}_i^2 \right), \quad (2)$$

(здесь  $k_1$  и  $k_2$  - число вращающихся и поступательно движущих масс,  $\dot{\varphi}_i$  и  $\dot{y}_i$  - угловые и линейные скорости соответствующих масс с моментами инерции  $I_i$  и массами  $m_i$ );

$$V = 1/2 \cdot \left( \sum_{i=1}^{m_1} C_{ki} \cdot \delta\varphi_i^2 + \sum_{i=1}^{m_2} C_{li} \cdot \delta\psi_i^2 \right) \quad (3)$$

(здесь  $m_1$  и  $m_2$  - число вращающихся и поступательно движущих масс,  $C_{ki}$  и  $C_{li}$  - коэффициенты жесткости звеньев с углами закручивания  $d\varphi_i$  и линейными деформациями  $d\psi_i$  соответственно);

$q_i$  - обобщенная координата;

$Q_j$  - обобщенная сила;

$L_i$  - функция, называемая множителем Лагранжа;

$h_{ij}$  - функция связи;  
 $j = 1, 2, \dots, N + n$  - общее число обобщенных координат, включая  $N$  независимых и " $n$ " лишних (связанных с независимыми обобщенными координатами передаточными функциями). Уравнения связи записываются в виде (4):

$$\sum_{j=1}^{N+n} h_{ij} \cdot q_j' + h_i = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (4)$$

Обобщенные силы  $Q_j$  определяются из выражения (5) суммы работ на возможных перемещениях с учетом вариации обобщенных координат:

$$\delta W = M_0 \delta \varphi_0 - \sum_{i=1}^{n_1} M_{di} \delta \varphi_i - \sum_{i=1}^{n_2} F_{di} \delta \psi_i - \sum_{i=1}^{n_3} F_i \delta \psi_i \quad (5)$$

где  $M_0$ ,  $M_{di}$ ,  $F_{di}$  и  $F_i$  - моменты движущий и диссипативный и силы диссипативные и сопротивления соответственно на возможных угловых  $\delta \varphi$  и линейных  $\delta \psi$  перемещениях.

$$F_{di} = b_{li} \cdot y_i' \quad \text{и} \quad M_{di} = b_{ki} \cdot \varphi_i' \quad (6)$$

где  $b_{li} = (C_{li} \cdot \psi) / [2 \cdot \pi \cdot (C_{li} / m_i)^{0,5}]$  и  $b_{ki} = (C_{ki} \cdot y) / [2 \cdot \pi \cdot (C_{ki} / I_i)^{0,5}]$ ;

$y_i'$  и  $\varphi_i'$  - линейные и угловые скорости;

$C_{li}$  и  $C_{ki}$  - коэффициенты жесткости колеблющихся звеньев;

$\psi$  - коэффициент диссипации,  $\psi = 0,5 / 6$ .

Силы сопротивления  $F_i$  определяются выражением (7):

$$F_i = K_{fi} \cdot C_{i0} \cdot q_i \quad (7)$$

где  $K_{fi}$  - коэффициент пропорциональности силы сопротивления силам упругости и механическим характеристикам испытываемых образцов соответственно.

Далее приведены конкретные действия по составлению уравнений движения для МР-5-8ВМ согласно модели рис.1 с учетом использованных на нем условных обозначений величин, включающие типовые процедуры:

а) Назначение обобщенных координат

Принято:  $\varphi_0 = q_1$  - угол поворота приводного вала;

$j_1 = j_0 + q_2 = q_1 + q_2$  - угол поворота сечения приводного вала на участке нагрузателей 1 и 2 МРМ;

$j_2 = j_1 + q_3 = q_1 + q_2 + q_3$  - угол поворота сечения приводного вала на участке нагрузателей 3 и 4 МРМ;

$j_3 = j_2 + q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$  - угол поворота сечения приводного вала на участке нагрузателей 5 и 6 МРМ;

$j_4 = j_3 + q_5 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5$  - угол поворота сечения приводного вала на участке нагрузателей 7 и 8 МРМ (здесь  $q_2, q_3, q_4$  и  $q_5$  - относительные углы поворота);

$X_1 = q_6 = \Pi_8(j_1) = U_n \cdot (q_1 + q_2)$  - координата передаточного механизма;

$X_2 = q_7 = \Pi_8(j_1) = U_n \cdot (q_1 + q_2)$  - то же самое;

$X_3 = q_8 = \Pi_8(j_2) = U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3)$  - то же самое;

$X_4 = q_9 = \Pi_8(j_2) = U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3)$  - то же самое;

$X_5 = q_{10} = \Pi_8(j_3) = U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3 + q_4)$  - то же самое;

$X_6 = q_{11} = \Pi_8(j_3) = U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3 + q_4)$  - то же самое;

$X_7 = q_{12} = \Pi_8(j_4) = U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5)$  - то же самое;

$X_8 = q_{13} = \Pi_8(j_4) = U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5)$  - то же самое;

$Y_1 = X_1 + q_{14} = q_6 + q_{14}$  - удлинение образца;

$Y_2 = X_2 + q_{15} = q_7 + q_{15}$  - то же самое;

$Y_3 = X_3 + q_{16} = q_8 + q_{16}$  - то же самое;

$Y_4 = X_4 + q_{17} = q_9 + q_{17}$  - то же самое;

$Y_5 = X_5 + q_{18} = q_{10} + q_{18}$  - то же самое;

$Y_6 = X_6 + q_{19} = q_{11} + q_{19}$  - то же самое;

$Y_7 = X_7 + q_{20} = q_{12} + q_{20}$  - то же самое;

$Y_8 = X_8 + q_{21} = q_{13} + q_{21}$  - то же самое (здесь

$q_{14} \dots q_{21}$  - деформация захватов).

“Лишними” координатами являются координаты  $X_{1 \dots 8}$ .

б) Определение выражения для нахождения кинетической энергии

Кинетическая энергия выражается через скорости обобщенных координат, моменты инерции и массы звеньев согласно зависимости (2) и для данного случая определяется, как ниже:

$$T = 0,5 \cdot [I_0 \cdot \varphi_0'^2 + I_1 \cdot \varphi_1'^2 + I_2 \cdot \varphi_2'^2 + I_3 \cdot \varphi_3'^2 + I_4 \cdot \varphi_4'^2 + m_1 \cdot y_1'^2 + m_2 \cdot y_2'^2 + m_3 \cdot y_3'^2 + m_4 \cdot y_4'^2 + m_5 \cdot y_5'^2 + m_6 \cdot y_6'^2 + m_7 \cdot y_7'^2 + m_8 \cdot y_8'^2] = \\ = 0,5 \cdot [I_0 \cdot q_1'^2 + I_1 \cdot (q_1 + q_2)' ^2 + I_2 \cdot (q_1 + q_2 + q_3)' ^2 + I_3 \cdot (q_1 + q_2 + q_3 + q_4)' ^2 + I_4 \cdot (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5)' ^2 + m_1 \cdot (q_6 + q_{14})'^2 + m_2 \cdot (q_7 + q_{15})'^2 + m_3 \cdot (q_8 + q_{16})'^2 + m_4 \cdot (q_9 + q_{17})'^2 + m_5 \cdot (q_{10} + q_{18})'^2 + m_6 \cdot (q_{11} + q_{19})'^2 + m_7 \cdot (q_{12} + q_{20})'^2 + m_8 \cdot (q_{13} + q_{21})'^2].$$

Дальнейшие преобразования позволяют получить инерционные коэффициенты дифференциальных уравнений:

$$a_{11} = I_0 + I_1 + I_2 + I_3 + I_4; \quad a_{22} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4;$$

$$a_{33} = I_2 + I_3 + I_4;$$

$$a_{44} = I_3 + I_4; \quad a_{55} = I_4; \quad a_{66} = m_1; \quad a_{77} = m_2; \quad a_{88} = m_3;$$

$$a_{99} = m_4; \quad a_{10-10} = m_5;$$

$$a_{11-11} = m_6; \quad a_{12-12} = m_7; \quad a_{13-13} = m_8; \quad a_{14-14} = m_1;$$

$$a_{15-15} = m_2; \quad a_{16-16} = m_3;$$

$$\begin{aligned}
 a_{17-17} &= m_4; a_{18-18} = m_5; a_{19-19} = m_6; a_{20-20} = m_7; \\
 a_{21-21} &= m_8; \\
 a_{1-2} &= a_{2-1} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4; a_{1-3} = a_{3-1} = I_2 + I_3 + I_4; \\
 a_{1-4} &= a_{4-1} = I_3 + I_4; \\
 a_{1-5} &= a_{5-1} = I_4; a_{2-3} = a_{3-2} = I_2 + I_3 + I_4; a_{2-4} = a_{4-2} = I_3 + I_4; \\
 a_{2-5} &= a_{5-2} = I_4; \\
 a_{3-4} &= a_{4-3} = I_3 + I_4; a_{3-5} = a_{5-3} = I_4; a_{6-14} = a_{14-6} = m_1; \\
 a_{7-15} &= a_{15-7} = m_2; \\
 a_{8-16} &= a_{16-8} = m_3; a_{9-17} = a_{17-9} = m_4; a_{10-18} = a_{18-10} = m_5; \\
 a_{11-19} &= a_{19-11} = m_6; \\
 a_{12-20} &= a_{20-12} = m_7; a_{13-21} = a_{21-13} = m_8.
 \end{aligned}$$

Прочие коэффициенты равны нулю.

в) Определение выражения для нахождения потенциальной энергии

Согласно выражению (3) для нашего случая имеем:

$$\begin{aligned}
 V = 0.5 [ & C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_0)^2 + C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + C_3 \cdot (\varphi_3 - \varphi_2)^2 + C_4 \cdot (\varphi_4 - \varphi_3)^2 + \\
 & C_{11} \cdot (Y_1 - X_1)^2 + C_{10} \cdot Y_1^2 + C_{21} \cdot (Y_2 - X_2)^2 + \\
 & C_{20} \cdot Y_2^2 + C_{31} \cdot (Y_3 - X_3)^2 + C_{30} \cdot Y_3^2 + \\
 & C_{41} \cdot (Y_4 - X_4)^2 + C_{40} \cdot Y_4^2 + C_{51} \cdot (Y_5 - X_5)^2 + C_{50} \cdot Y_5^2 + \\
 & C_{61} \cdot (Y_6 - X_6)^2 + C_{60} \cdot Y_6^2 + C_{71} \cdot (Y_7 - X_7)^2 + C_{70} \cdot Y_7^2 + C_{81} \cdot (Y_8 - X_8)^2 + \\
 & C_{80} \cdot Y_8^2 ].
 \end{aligned}$$

Подставляя в полученное выражение обобщенные координаты, получаем квазиупругие коэффициенты:

$$\begin{aligned}
 C_{22} &= C_{11}; C_{33} = C_{22}; C_{44} = C_{33}; C_{55} = C_{44}; C_{66} = C_{55}; \\
 C_{77} &= C_{66}; C_{88} = C_{77}; C_{99} = C_{88}; C_{100} = C_{99}; \\
 C_{10-10} &= C_{50}; C_{11-11} = C_{60}; C_{12-12} = C_{70}; C_{13-13} = C_{80}; \\
 C_{14-14} &= C_{20} + C_{11}; \\
 C_{15-15} &= C_{20} + C_{21}; C_{16-16} = C_{30} + C_{31}; C_{17-17} = C_{40} + C_{41}; \\
 C_{18-18} &= C_{50} + C_{51}; \\
 C_{19-19} &= C_{60} + C_{61}; C_{21-21} = C_{80} + C_{81}; C_{6-14} = C_{14-6} = C_{10}; \\
 C_{7-15} &= C_{15-7} = C_{20}; \\
 C_{8-16} &= C_{16-8} = C_{30}; C_{9-17} = C_{17-9} = C_{40}; C_{10-18} = C_{18-10} = C_{50}; \\
 C_{11-19} &= C_{19-11} = C_{60}; \\
 C_{12-20} &= C_{20-12} = C_{70}; C_{13-21} = C_{21-13} = C_{80}.
 \end{aligned}$$

Прочие коэффициенты равны нулю.

г) Обобщенные силы

Согласно выражению (5) для нашего случая имеем:

$$\begin{aligned}
 \delta W = & M_0 \cdot \delta q_1 - M_{d1} \cdot \delta q_2 - M_{d2} \cdot \delta q_3 - M_{d3} \cdot \delta q_4 - M_{d4} \cdot \delta q_5 - \\
 & F_1 \cdot \delta q_6 - F_2 \cdot \delta q_7 - F_3 \cdot \delta q_8 - F_4 \cdot \delta q_9 - F_5 \cdot \delta q_{10} - F_6 \cdot \delta q_{11} - F_7 \cdot \delta q_{12} - F_8 \cdot \delta q_{13} - \\
 & F_{d1} \cdot \delta q_{14} - F_{d2} \cdot \delta q_{15} - F_{d3} \cdot \delta q_{16} - F_{d4} \cdot \delta q_{17} - F_{d5} \cdot \delta q_{18} - F_{d6} \cdot \delta q_{19} - F_{d7} \cdot \delta q_{20} - F_{d8} \cdot \delta q_{21}.
 \end{aligned}$$

Значения обобщенных сил – это коэффициенты при вариациях  $\delta$  соответствующих обобщенных координат:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= M_0; Q_2 = -M_{d1}; Q_3 = -M_{d2}; Q_4 = -M_{d3}; Q_5 = -M_{d4}; \\
 Q_6 &= -F_1; Q_7 = -F_2; Q_8 = -F_3; Q_9 = -F_4; Q_{10} = -F_5; \\
 Q_{11} &= -F_6; Q_{12} = -F_7; Q_{13} = -F_8; Q_{14} = -F_{d1}; \\
 Q_{15} &= -F_{d2}; Q_{16} = -F_{d3}; Q_{17} = -F_{d4}; Q_{18} = -F_{d5}; Q_{19} = -F_{d6}; \\
 Q_{20} &= -F_{d7}; Q_{21} = -F_{d8}.
 \end{aligned}$$

Значение движущего момента  $M_0$  в стадии предварительного нагружения зависит от уровня нагружения образцов, определяемом обобщенными координатами  $Y_i$  и значениями коэффициентов жесткости  $C_{i0}$ :

$$\begin{aligned}
 M_0 = & K_M \cdot [K_{F1} \cdot C_{10} \cdot (q_6 + q_{14}) + K_{F2} \cdot C_{20} \cdot (q_7 + q_{15}) + \\
 & K_{F3} \cdot C_{30} \cdot (q_8 + q_{16}) + K_{F4} \cdot C_{40} \cdot (q_9 + q_{17}) + K_{F5} \cdot C_{50} \cdot (q_{10} + q_{18}) + \\
 & K_{F6} \cdot C_{60} \cdot (q_{11} + q_{19}) + K_{F7} \cdot C_{70} \cdot (q_{12} + q_{20}) + K_{F8} \cdot C_{80} \cdot (q_{13} + q_{21}) ],
 \end{aligned}$$

где  $K_M$  и  $K_{Fi}$  – коэффициенты пропорциональности,

$$\begin{aligned}
 K_M &= 1,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}; K_{F1} = 4,62; K_{F2} = 4,35; K_{F3} = 4,18; K_{F4} = 4,15; \\
 K_{F5} &= 24,16; K_{F6} = 23,85; K_{F7} = 24,08; K_{F8} = 23,20.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_{10 \dots 80} & \text{ - коэффициенты жесткости образцов,} \\
 C_{10} &= 0,81 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; C_{20} = 3,47 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; C_{30} = 1,47 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \\
 C_{40} &= 5,92 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; C_{50} = 0,17 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; C_{60} = 0,69 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \\
 C_{70} &= 0,29 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; C_{80} = 1,18 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.
 \end{aligned}$$

Значения сил сопротивления определяются выражением (7), диссипативных сил и моментов – выражениями (6).

Диссипативные силы:

$$\begin{aligned}
 F_{d1} &= b_{11} \cdot q_{14} = \{C_{13} / [2 \cdot \pi \cdot (C_{13}/m_1)^{0.5}]\} \cdot \psi \cdot q_{14}; \\
 F_{d8} &= b_{81} \cdot q_{21} = \{C_{83} / [2 \cdot \pi \cdot (C_{83}/m_8)^{0.5}]\} \cdot \psi \cdot q_{21},
 \end{aligned}$$

где  $C_{13 \dots 83}$  – коэффициенты жесткости в колебательном процессе, определяемые для случая общности перемещений согласно /1/ суммой коэффициентов жесткости системы звеньев “захваты – образец”:

$$\begin{aligned}
 C_{13} &= 292.64 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; C_{23} = 295.30 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \\
 C_{33} &= 293.30 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; C_{43} = 297.75 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \\
 C_{53} &= 292.00 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; C_{63} = 292.52 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \\
 C_{73} &= 292.12 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; C_{83} = 293.01 \cdot 10^6 \text{ Н/м};
 \end{aligned}$$

$m_{1 \dots 8}$  – массы захватов (до момента разрушения образца  $m_{1 \dots 8} = 20,4$  кг, после разрушения образца – 10,2 кг).

Помимо изменения массы системы зах-

ватов в момент разрушения образца изменяется и коэффициент жесткости системы захватов (исключается из процесса пассивный захват). Коэффициенты  $C_{13...83}$  становятся равными коэффициенту жесткости активного захвата,  $C_{13} = 108,35 \cdot 10^6$  Н/м.

Диссипативные моменты:

$$\begin{aligned} M_{d1} &= b_{k1} \cdot q_2 = \{C_1 / [2 \cdot \pi \cdot (C_1/I_1)^{0.5}] \} \cdot \psi \cdot q_2; \\ M_{d2} &= b_{k2} \cdot q_3 = \{C_2 / [2 \cdot \pi \cdot (C_2/I_2)^{0.5}] \} \cdot \psi \cdot q_3; \\ M_{d3} &= b_{k3} \cdot q_4 = \{C_3 / [2 \cdot \pi \cdot (C_3/I_3)^{0.5}] \} \cdot \psi \cdot q_4; \\ M_{d4} &= b_{k4} \cdot q_5 = \{C_4 / [2 \cdot \pi \cdot (C_4/I_4)^{0.5}] \} \cdot \psi \cdot q_5, \end{aligned}$$

где  $C_{1...4}$  - коэффициенты приведенной жесткости участков приводного вала,

$$C_1 = 1,604 \cdot 10^3 \text{ Нм}, C_2 = 1,613 \cdot 10^3 \text{ Нм}, C_3 = 1,613 \cdot 10^3 \text{ Нм}, C_4 = 1,613 \cdot 10^3 \text{ Нм};$$

$I_{1...4}$  - моменты инерции участков вала,

$$I_1 = 49,2 \cdot 10^{-3} \text{ Нмс}^2; I_2 = 33,5 \cdot 10^{-3} \text{ Нмс}^2; I_3 = 33,5 \cdot 10^{-3} \text{ Нмс}^2; I_4 = 33,5 \cdot 10^{-3} \text{ Нмс}^2.$$

д) Определение коэффициентов уравнений дополнительных связей

Согласно рекомендациям /6/ проинтегрируем уравнения "лишних" обобщенных координат  $X_i$  и приведем полученные зависимости к виду выражения (4):

$$\begin{aligned} U_n \cdot (q_1 + q_2) - q_6 &= 0; \\ U_n \cdot (q_1 + q_2) - q_7 &= 0; \\ U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3) - q_8 &= 0; \\ U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3) - q_9 &= 0; \\ U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3 + q_4) - q_{10} &= 0; \\ U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3 + q_4) - q_{11} &= 0; \\ U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5) - q_{12} &= 0; \\ U_n \cdot (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5) - q_{13} &= 0; \end{aligned}$$

Из данных выражений определяются коэффициенты  $h_{ij}$ :

$$\begin{aligned} h_{11} &= U_n; h_{12} = U_n; & h_{1-6} &= U_n; \\ h_{21} &= U_n; h_{22} = U_n; & h_{2-7} &= U_n; \\ h_{31} &= U_n; h_{32} = U_n; h_{33} = U_n; & h_{3-8} &= U_n; \\ h_{41} &= U_n; h_{42} = U_n; h_{43} = U_n; & h_{4-9} &= U_n; \\ h_{51} &= U_n; h_{52} = U_n; h_{53} = U_n; h_{54} = U_n; & h_{5-10} &= U_n; \\ h_{61} &= U_n; h_{62} = U_n; h_{63} = U_n; h_{64} = U_n; & h_{6-11} &= U_n; \\ h_{71} &= U_n; h_{72} = U_n; h_{73} = U_n; h_{74} = U_n; h_{75} = U_n; & h_{7-12} &= U_n; \\ h_{81} &= U_n; h_{82} = U_n; h_{83} = U_n; h_{84} = U_n; h_{85} = U_n; & h_{8-13} &= U_n; \end{aligned}$$

Остальные коэффициенты равны нулю.

Дополнительный член  $D_i$  в правой части дифференциальных уравнений (второе слагаемое выражения (1)):

$$\begin{aligned} D_1 &= U_n \cdot (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8); \\ D_2 &= U_n \cdot (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8); \\ D_3 &= U_n \cdot (L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8); D_4 = U_n \cdot (L_5 + L_6 + L_7 + L_8); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_5 &= U_n \cdot (L_7 + L_8); D_6 = -L_1; D_4 = 0; D_7 = -L_2; D_{15} = 0; \\ D_8 &= -L_3; D_{16} = 0; D_9 = -L_4; D_{17} = 0; D_{10} = -L_5; D_{18} = 0; \\ D_{11} &= -L_6; D_{19} = 0; D_{12} = -L_7; D_{20} = 0; D_{13} = -L_8; D_{21} = 0. \end{aligned}$$

е) Система дифференциальных уравнений

Подстановкой полученных в результате предыдущих выкладок коэффициентов в выражение (1) получаем систему дифференциальных уравнений, приведенную ниже. Система (8) включает 21 уравнение (по числу обобщенных координат, включая "лишние" координаты):

$$\begin{aligned} 1) & (I_0 + I_1 + I_2 + I_3 + I_4) \cdot q_1'' + (I_1 + I_2 + I_3 + I_4) \cdot q_2'' + (I_2 + I_3 + I_4) \cdot q_3'' + (I_3 + I_4) \cdot q_4'' + I_4 \cdot q_5'' = M_0 + U_n \cdot (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8); \\ 2) & (I_1 + I_2 + I_3 + I_4) \cdot q_1'' + (I_1 + I_2 + I_3 + I_4) \cdot q_2'' + (I_2 + I_3 + I_4) \cdot q_3'' + (I_3 + I_4) \cdot q_4'' + I_4 \cdot q_5'' + C_1 \cdot q_2 = -M_{d1} + U_n \cdot (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8); \\ 3) & (I_2 + I_3 + I_4) \cdot q_1'' + (I_2 + I_3 + I_4) \cdot q_2'' + (I_2 + I_3 + I_4) \cdot q_3'' + (I_3 + I_4) \cdot q_4'' + I_4 \cdot q_5'' + C_2 \cdot q_3 = -M_{d2} + U_n \cdot (L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8); \\ 4) & (I_3 + I_4) \cdot q_1'' + (I_3 + I_4) \cdot q_2'' + (I_3 + I_4) \cdot q_3'' + (I_3 + I_4) \cdot q_4'' + I_4 \cdot q_5'' + C_3 \cdot q_4 = -M_{d3} + U_n \cdot (L_5 + L_6 + L_7 + L_8); \\ 5) & I_4 \cdot q_1'' + I_4 \cdot q_2'' + I_4 \cdot q_3'' + I_4 \cdot q_4'' + I_4 \cdot q_5'' + C_4 \cdot q_5 = -M_{d4} + U_n \cdot (L_7 + L_8); \\ 6) & m_1 \cdot q_6'' + m_1 \cdot q_{14}'' + C_{10} \cdot q_6 + C_{10} \cdot q_{14} = -F_1 - L_1; \\ & \dots \dots \dots \\ 13) & m_8 \cdot q_{13}'' + m_8 \cdot q_{21}'' + C_{80} \cdot q_{13} + C_{80} \cdot q_{21} = -F_8 - L_8; \\ 14) & m_1 \cdot q_6'' + m_1 \cdot q_{14}'' + C_{10} \cdot q_6 + (C_{10} + C_{11}) \cdot q_{14} = -F_{d1}; \\ & \dots \dots \dots \\ 21) & m_8 \cdot q_{13}'' + m_8 \cdot q_{21}'' + C_{80} \cdot q_6 + (C_{80} + C_{81}) \cdot q_{21} = -F_{d8} \end{aligned}$$

С целью сокращения записи (8) уравнения, структура которых идентична и которые отличаются лишь индексами соответствующих величин, опущены. Уравнения с 5-го по 21-е используются для нахождения множителей Лагранжа, которые в итоге выражаются функциями (9)

$$L_i = C_{i1} \cdot q_{i+13} + F_{di} - F_i \quad (9)$$

Функции (9) при решении системы используются в правой части уравнений (8).

Система решается численным интегрированием с использованием известных математических методов Эйлера и Гаусса. В связи с большой трудоемкостью вычислений для их выполнения была разработана оригинальная программа машинного счета на ПЭВМ, причем расчет производится в два этапа.

На первом этапе идет "нагружение" модели до получения в образцах нагрузки, близкой к разрушающей. Начальными условиями в этом случае являются нулевые значения всех обобщенных координат и известное значение угловой скорости приводного вала машины. В качестве последнего используется значение  $q_1$

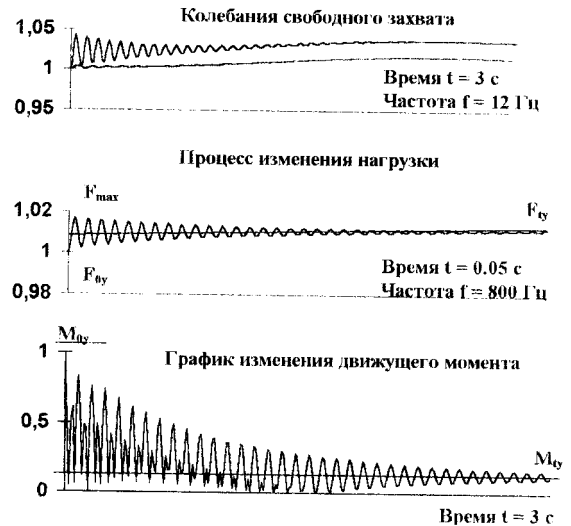
$= 4,815 \cdot 10^{-2}$  рад/с, соответствующее наиболее жесткому режиму испытаний - механическим испытаниям материалов. В ходе предварительных расчетов был установлен шаг интегрирования по времени, равный  $10^{-6}$  с. Было также установлено, что в интервале расчета до 3 с происходит стабилизация значений скорости по обобщенным координатам, то есть устраняется эффект возмущения от первого стабилизации нагрузки до нового значения происходит в течение 3 с. В освободившемся захвате процесс колебаний при большем значении амплитуд координаты значительно меньше - примерно 0.05 с. Соответственно частоты колебаний нагруженного и свободного захватов равны 12 и 800 Гц (Рис.2). Можно отметить также, что частоты колебаний систем «захват-образец» оставшихся целыми образцов практически одинаковы в силу существенного отличия параметров захватов по сравнению с образцами.

Выявлены эффекты, которые не могут быть найдены с использованием упрощенной модели. Например, установлено, что коэффициент пиковой нагрузки зависит от позиции машины, причем значение коэффициента растет с удалением от привода. Принимаемая значения коэффициента в процентах от уровня предварительного нагружения, имеем двойное значение в позициях 7 и 8 по сравнению с позициями 1 и 2. Это объясняется появлением инерционных нагрузок от элементов нагружателей и разным уровнем потенциальной энергии деформированных участков приводного вала.

Подтверждается влияние характеристик жесткости и прочности и размеров сечений образцов, увеличение которых ведет к росту коэффициента пиковой нагрузки. Соблюдается закономерность изменения эффекта от количества одновременно разрушающихся образцов (Рис.2).

Следует отметить меньшие по сравнению с полученными из упрощенной модели значениями коэффициента пиковой нагрузки (примерно в 3.5 . . . 4 раза), что объясняется учетом сил сопротивления, инерционных сил и диссипативных сил и моментов в динамической модели.

Пользователю программы «DINAMIK1» следует помнить, что исполняемый файл «DINAMIK1.EXE» программы работает после ввода начальных условий в файл исходных данных «IDO.DIN», содержащий интервал времени расчета, шаг интегрирования, начальные значения обобщенных координат и скоростей этих координат. В диалоговом режиме программа запрашивает информацию о типе образца, который подвергается испытанию в машине, и о количестве работающих в машине нагружателей. Тип образца кодируется номером от 1 до 8, комбинация различных образцов имеет код



Параметры влияния на коэффициент пиковой нагрузки

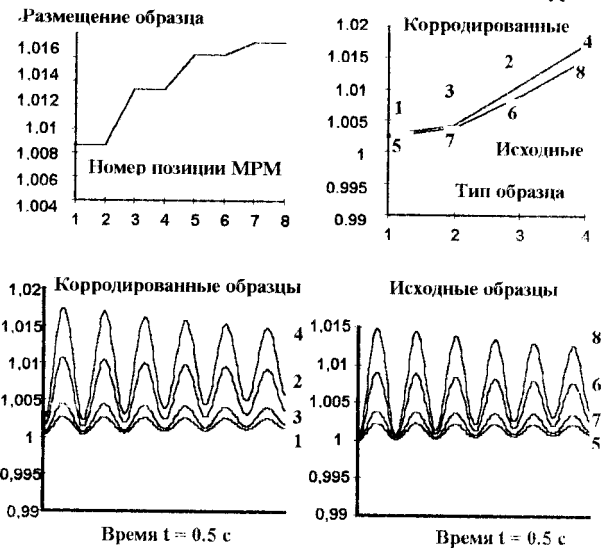


Рис.2. Результаты динамического расчета

«10». В качестве примера: требуется определить коэффициент пиковой нагрузки в случае, когда в машине в начале испытаний установлено 8 образцов типа 4 и в процессе испытаний разрушаются одновременно 5 из них в нагружателях 1,4,6,7 и 8.

Необходимо в файл «IDO.DIN» загрузить файл начальных условий «04.txt», запустить программу, на запрос о типе образца ввести число «4», а на запросы о работе нагружателей ввести число «1» для тех, в которых процесс испытания продолжается, и число «0» для позиций 1,4, 6, 7 и 8. Время счета зависит от шага интегрирования (не более 0.000001 с), от величины принятого интервала времени (как правило, не более 3 с) и от типа машины.

Результаты счета выдаются в виде таблиц с графиками изменения обобщенных координат (углов закручивания участков приводного вала - Q2, Q3, Q4, Q5, положений зах-

ватов -  $Q_6+Q_{14}, \dots, Q_{13}+Q_{21}$ , деформации захватов -  $Q_{14}, \dots, Q_{21}$ , значений момента на приводном валу и коэффициентов относительной величины параметра (к начальному значению). Формируется отдельный файл «EXCEL», используемый для графической интерпретации результатов расчета.

В заключение можно сделать следующие выводы:

- предложенная динамическая модель МРМ дает существенно больше информации о характере изменения нагрузки в образцах, чем упрощенная;
- значения коэффициентов пиковой на-

грузки МРМ-5-8ВМ весьма малы, не влияют на результаты испытаний, что подтверждает рациональность конструкции машины и целесообразность использования в коррозионно-механических испытаниях материалов многопозиционного испытательного оборудования.

---

#### Список использованной литературы

1. Фот А.П. Экспериментальное оборудование и методики для коррозионно-механических испытаний / Аналитический обзор результатов исследований на объектах с воздействием сероводородсодержащих сред. - Оренбург: ОГУ, 1997. - 77 с.
2. Расчёты и испытания на прочность. Метод испытания на коррозионное растрескивание с постоянной скоростью деформирования. Рекомендации Р-50-54-37-88. -М.: ВНИИНМАШ Госстандарта СССР, 1988.-20 с./В.М.Кушнарченко, А.П.Фот, О.И.Стеклов, Э.М.Гутман, В.Г.Антонов, В.С.Уханов, Р.Н.Узяков /.
3. Фот А.П., Кушнарченко В.М., Стеклов О.И., Уханов В.С., Ковалевская Г.П., Узяков Р.Н. Машина МР-5-8В для коррозионно-механических испытаний // Заводская лаборатория, 1991, №6. - с.60..64.
4. Фот А.П., Кушнарченко В.М., Муллабаев А.А., Решетов С.Ю. Силовой анализ многопозиционных нагружателей // Заводская лаборатория, 1993, №6. - с.55...57.
5. Фот А.П., Муллабаев А.А., Чепасов В.И., Клещарева Г.А. Динамические расчеты многопозиционных нагружателей. Пособие исследователя - конструктора многопозиционных разрывных машин. - Оренбург, 1997.- 66 с.
6. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. – М.: Машиностроение, 1976 г.

Статья поступила в редакцию 15.06.99.