

Рис. 7. Зависимость длины струи топлива в зависимости от угла отклонения струи топлива от оси форсунки в плоскости, перпендикулярной оси форсунки $OB = f(\gamma)$, при $\alpha = 60^\circ$, и при различных углах наклона оси форсунки ψ в плоскости параллельной оси X , и при смещении форсунки по оси X на $0,5R = 10$ мм, и по оси Y на $0,5R = 10$ мм. Радиус КС $R = 20$ мм:
 1 — $\psi = 0^\circ$; 2 — $\psi = 10^\circ$; 3 — $\psi = 20^\circ$; 4 — $\psi = 30^\circ$

а разница длин наибольшей и наименьшей струй топлива $l_{\Delta 10^\circ} = 20,31$ мм. Смещение по оси Y было такое же, как и по оси X (плоскость наклона оси форсунки). Очевидно, что смещение не в плоскости наклона оси форсунки приводит к большей разнице расстояний, которое будет проходить топливо из разных сопловых отверстий, пока долетит до стенки КС. Если есть возможность при конструировании задать смещение форсунки в той же плоскости, в которой она и будет наклонена, то лучше пойти таким путем.

Случай 4, когда форсунка будет смещена по оси X и по оси Y , наклон форсунки в плоскости, параллельной оси X (рис. 7).

Средний путь прохождения топлива при размещении первой струи топлива при угле $\gamma = 45^\circ$ $l_{cp} = 20,75$ мм, а разница длин наибольшей и наименьшей струй топлива $l_{\Delta 45^\circ} = 27,06$ мм. При смещении всех струй топлива и размещении пер-

вой струи топлива при угле $\gamma = 80^\circ$ $l_{cp} = 20,78$ мм, а разница длин наибольшей и наименьшей струй топлива $l_{\Delta 80^\circ} = 22,57$ мм. При смещении в другую сторону и при расположении первой струи топлива при угле $\gamma = 10^\circ$ $l_{cp} = 20,32$ мм, а разница длин наибольшей и наименьшей струи топлива $l_{\Delta 10^\circ} = 25,38$ мм.

Анализируя последние три рисунка, можно сделать вывод, что смещение форсунки не в ее плоскости наклона приводит к увеличению расстояний от соплового отверстия до стенок КС. Угол наклона струй топлива может являться инструментом для снижения неравномерного распространения струй топлива по КС. Чтобы можно было сравнивать различные положения струй в КС дизелей разных моделей, желательно разработать критерий оценки неравномерности, который показывал бы насколько равномерно струи топлива достигают стенки КС за период индукции.

Из полученных расчетов для КС цилиндрической формы можно сделать следующие выводы:

- 1) расстояние от носка распылителя до стенки КС зависит от угла наклона струи, угла наклона форсунки и положения носка распылителя относительно КС;
- 2) для форсунки, расположенной под углом к оси КС и не по центру, для различных струй расстояние до стенки КС будет различно;
- 3) различие в расстоянии до стенки КС приводит к разным условиям смесеобразования и сгорания топлива этих струй и усложняет процесс оптимизации смесеобразования.

Список литературы

1. Файнлейб, Б.Н. Исследование оптимальных условий развития факела в быстроходном дизеле при различных камерах сгорания / Б.Н. Файнлейб, В.И. Бараев // Труды ЦНИТА. — С-Пб, 1973. — № 56. — С. 5–8.

УДК 621.431.7:63

Р.Х. Юсупов, доктор техн. наук

Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина

ВЛИЯНИЕ РЕГУЛЯТОРА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ МТУ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Вероятностно-статистический характер внешних воздействий, обусловленных многочисленными и разнообразными динамическими факторами, — существенная особенность функционирования транспортных средств. Одной из причин ухудшения производительности мобильных агрегатов является снижение коэффициента использования

установленной мощности двигателя внутреннего сгорания (ДВС) вследствие непрерывного колебания момента сопротивления на коленчатом валу.

Коэффициент использования мощности ДВС в определенной степени зависит от динамических характеристик как двигателя, так и трансмиссии мобильной машины. Для обеспечения рациональ-

ного режима работы машины входные и выходные, статические и динамические характеристики каждой подсистемы (двигателя и трансмиссии) должны быть согласованы в области номинальных режимов работы.

Динамическая система МТУ как совокупность инерционных, упругих и диссипативных элементов оказывает влияние на прохождение колебаний от ведущего колеса к коленчатому валу дизеля. При установлении вероятностно-статистических оценок выходных параметров мобильного энергосредства применяется метод функций случайных аргументов. Его сущность состоит в том, что агрегат рассматривается в виде модели «вход–выход» [1].

Входная x_i и выходная y_i переменные величины в модели связаны функциональной зависимостью $y_i = f(x_i)$. В качестве функций связи применяются зависимости, полученные при аппроксимации типовых (стендовых) характеристик двигателей тракторов.

Входная величина x_i представляет собой случайную величину — частоту вращения дизеля, подчиняющуюся арксинусному закону распределения [1–3].

В результате проведенного анализа установлено:

- на энергетические показатели двигателей существенное влияние оказывают низкочастотные колебания частоты вращения в пределах 0...4 Гц;
- нагруженность элементов трансмиссии влияет колебания момента сопротивления движению в пределах до 20 Гц и колебания в диапазоне 50...250 Гц от воздействия двигателя.

Информация о внешней вероятностной нагрузке вводится в модель через нормированную спектральную плотность $S(\omega)_{вх}$, которая аппроксимирована известным выражением [3]:

$$S(\omega)_{вх} = \frac{2\alpha(\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2)}{\pi \left[(\alpha^2 + \beta + \omega^2)^2 - 4\beta^2\omega^2 \right]}, \quad (1)$$

где α, β — коэффициенты, получаемые в результате статистической обработки экспериментальных данных; ω — угловая частота колебаний скорости (момента), c^{-1} .

Спектральные плотности процессов на входе $S(\omega)_{вх}$ и выходе $S(\omega)_{вых}$ динамической системы связаны соотношением

$$S(\omega)_{вых} = |H(j\omega)|^2 S(\omega)_{вх}, \quad (2)$$

где $|H(j\omega)|$ — модуль комплексной передаточной функции динамической системы; $S(\omega)_{вх}$ — приведенное значение спектральной плотности на входе в систему $S(\omega)_{вх}$.

Для исследования влияния параметров регулятора частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя на энергетические и динамические показатели транспортного средства использован метод электромеханических аналогий.

Схема замещения для определения энергетических показателей разрабатывается с учетом параметров регулятора в низкочастотном диапазоне колебаний, используя в качестве входных воздействий колебания скорости вращения ведущих колес (рис. 1) [2–4].

По данной схеме замещения при помощи метода узловых скоростей [2] получена частотная передаточная функция МТУ по скорости:

$$H(j\omega) = \frac{1}{\gamma_2} \left[\frac{1}{j\omega e_1 + j\omega e_p + \gamma_1 + j\omega J_1 + j\omega J_p + \frac{1}{\gamma_{12}} + \beta + \beta_p + \frac{1}{\gamma_2}} \right]. \quad (3)$$

Все параметры, входящие в выражение для определения передаточной функции, приведены к коленчатому валу двигателя. Для расчета параметров регулятора использована его статическая характеристика, определенная применительно к двигателю ЯМЗ-238Н по формуле (4):

$$\Delta Z = \frac{1}{b_{ст} b'} (km\omega^2 - E_0), \quad (4)$$

где ΔZ — перемещение муфты регулятора; m — масса груза, кг; ω — угловая скорость коленчатого вала, рад/с; $b_{ст}$ — приведенная к муфте жесткость пружины; E_0 — при-

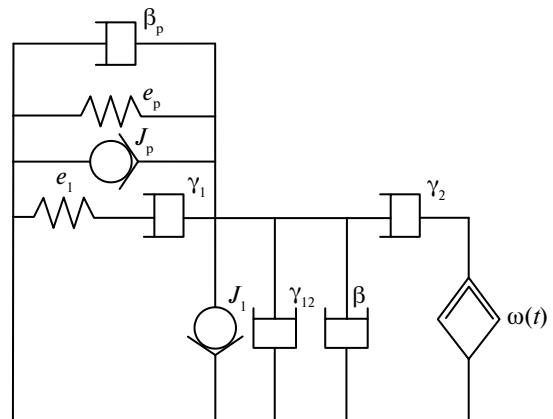


Рис. 1. Схема замещения динамической системы МТУ транспортного средства МТ-ЛБУ с учетом параметров регулятора двигателя в низкочастотном диапазоне колебаний: β_p, e_p, J_p — механическое сопротивление, податливость пружины и момент инерции грузов регулятора соответственно; e_1 — податливость упругой газовой смеси в цилиндрах двигателя; γ_1 — механическая проводимость, характеризует потери скорости в системе двигателя; J_1 — момент инерции маховика двигателя и всех жестко связанных с ним поступательно и вращательно движущихся масс; γ_{12} — механическая проводимость, характеризует потери момента в системе двигателя; β — механическое сопротивление, характеризует потери момента в системе трансмиссии; γ_2 — механическая проводимость, характеризует потери скорости там же; $\omega(t)$ — источник колебаний скорости

веденное значение начальной восстанавливающей силы, определяемое предварительной деформацией пружины; b', k — уточненные поправочные коэффициенты.

Статические характеристики регулятора двигателя ЯМЗ-238Н рассчитаны для всех комбинаций выбранных масс грузов (0,13, 0,15, 0,17 кг) и жесткостей пружин (58 800, 68 200, 78 800 Н/м).

В качестве $S(\omega)_{\text{вых}}$ принята спектральная плотность скорости вращения коленчатого вала двигателя $S(\omega)_{\text{д}}$. Амплитуда гармонических колебаний

$$\Omega(\omega) = \sqrt{2S(\omega)_{\text{д}}}. \quad (5)$$

Математическое ожидание эффективной мощности двигателя [3]:

$$\begin{aligned} [M(N_e)](\omega) = & 0,5[a^* \bar{\Omega}_k + b^* \bar{\Omega}_k^2 + 0,5b^* \Omega^2(\omega)] - \\ & - \pi^{-1} [a_1^* \bar{\Omega}_k + b_1^* \bar{\Omega}_k^2 + 0,5b_1^* \Omega^2(\omega)] \times \\ & \times \arcsin [(\Omega_n - \bar{\Omega}_k) / \Omega(\omega)] + \\ & + (b_1^* / 2\pi) (3\bar{\Omega}_k - \Omega_n) \sqrt{\Omega^2(\omega) - (\Omega_n - \bar{\Omega}_k)^2}, \end{aligned} \quad (6)$$

где N_e — эффективная мощность двигателя; $\bar{\Omega}_k$ — фиксированное значение скорости вращения вала двигателя; Ω_n — номинальное значение скорости вращения вала двигателя; a^*, b^*, a_1^*, b_1^* — коэффициенты, получаемые путем преобразования коэффициентов линейных уравнений, аппроксимирующих стендовую характеристику двигателя.

Поскольку параметры регулятора формируют наклон его статической характеристики, повышение мощности транспортного средства в условиях воздействия вероятностной внешней нагрузки возможно за счет увеличения жесткости пружины и уменьшения массы грузов регулятора двигателя (рис. 2), но ограничено допустимым уровнем экологических показателей и снижением ресурса элементов МТУ, который определяется их динамической нагруженностью.

В соответствии с принятой декомпозицией кинематической схемы по методу электромеханических аналогий разработана полная схема замещения МТУ транспортного средства МТ-ЛБУ с учетом параметров регулятора двигателя (рис. 3).

Схема замещения описывается уравнением в матричной форме по методу контурных моментов [2]:

$$YM = \Omega. \quad (7)$$

Передаточная функция по крутящему моменту между i -м контуром и источником момента

$$W_{Mi}(j\omega) = \frac{P_{Mi}(j\omega)}{D(j\omega)}, \quad (8)$$

где $P_{Mi}(j\omega)$ — многочлен, получаемый после вынесения из вспомогательного определителя функции источника крутящего момента; $D(j\omega)$ — главный определитель.

Для транспортера-тягача МТ-ЛБУ выполнен расчет передаточных функций по крутящему моменту в заданном диапазоне частот (от 0 до 240 Гц) с шагом 0,3 Гц. Произведены расчеты для всех комбинаций выбранных параметров регулятора

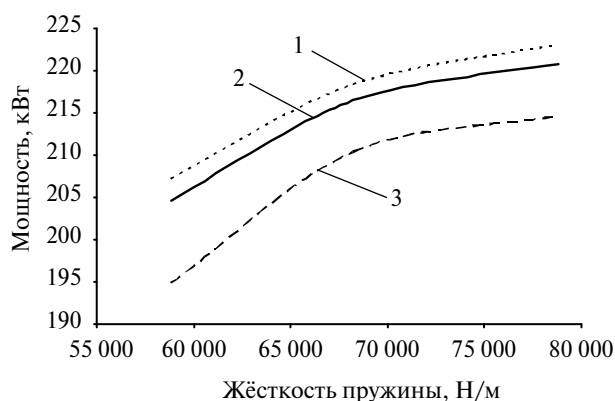


Рис. 2. Расчетные зависимости мощности на ведущих колесах МТ-ЛБУ от параметров регулятора: масса грузов: 1 — 0,13 кг; 2 — 0,15 кг; 3 — 0,17 кг

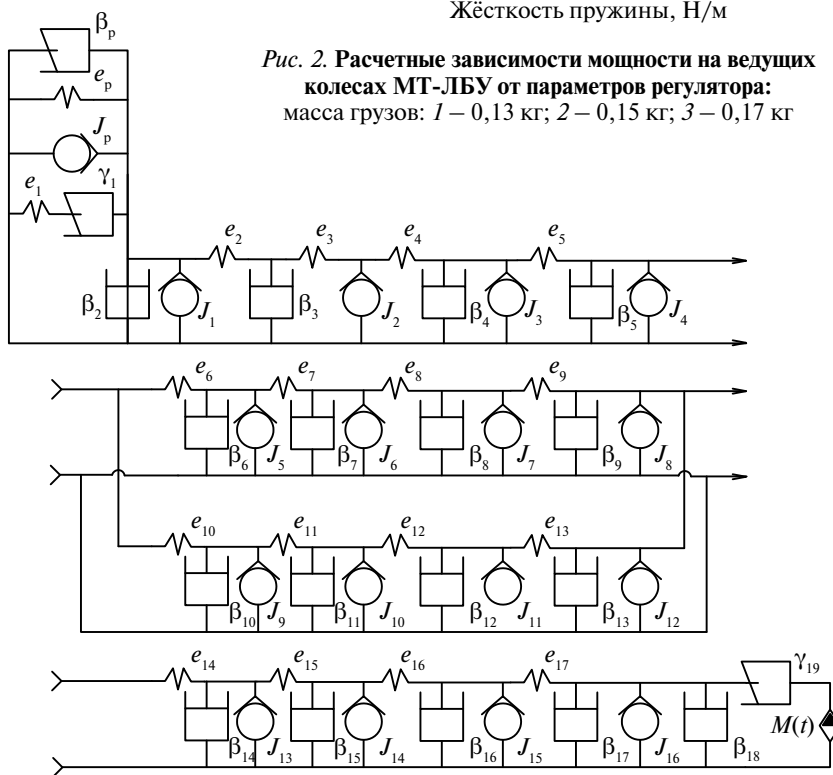


Рис. 3. Схема замещения динамической системы МТУ транспортера-тягача МТ-ЛБУ с учетом параметров регулятора двигателя в высокочастотном диапазоне колебаний:

β_p, e_p, J_p — механическое сопротивление, податливость пружины и момент инерции грузов регулятора соответственно; $e_1 \dots e_{17}$ — податливости на участках; $\beta_1 \dots \beta_{18}$ — механические сопротивления участков; γ_1, γ_{19} — механические проводимости на участках; $J_1 \dots J_{15}$ — моменты инерции участков; $M(t)$ — источник колебаний крутящего момент

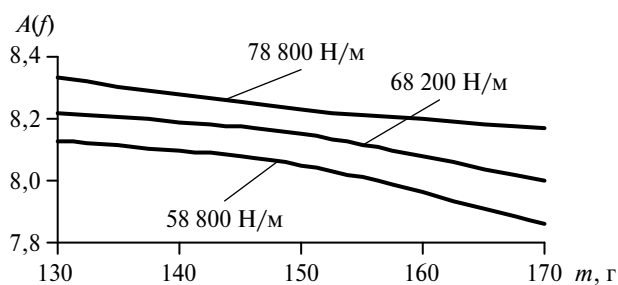


Рис. 4. Зависимость максимума АЧХ $A(f)$ от параметров регулятора (пример)

и включенных 2, 3 и 4-й передач. По результатам расчета передаточных функций для каждого контура строились графики амплитудно-частотной характеристики (АЧХ), по которым определялись резонансные частоты.

Выявлено влияние параметров регулятора двигателя на нагруженность элементов МТУ (амплитуда колебаний крутящего момента повышается с увеличением жесткости пружины и снижением массы грузов регулятора) (рис. 4).

Наиболее опасный резонанс колебаний крутящего момента в МТУ транспортера-тягача МТ-ЛБУ возможен при массе грузов 0,13 кг и жесткости пружины 78 800 Н/м из-за неравномерности вращения коленчатого вала двигателя и централь-

ного карданного вала. При этом наиболее нагруженными элементами являются: шестерня второй передачи передаточного вала (превышение допустимого крутящего момента до 6% на частоте 64...69 Гц, что соответствует частоте вращения коленчатого вала 1000...1100 об/мин), водило бортовой передачи (превышение допустимого крутящего момента на третьей передаче до 8% на частотах 152...154 Гц — 1100 об/мин), ведомая коническая шестерня (превышение допустимого крутящего момента на четвертой передаче до 7% на частоте 190 Гц — 1200 об/мин).

Следовательно, в регулятор двигателя ЯМЗ-238Н при его применении на МТ-ЛБУ не рекомендуется установка грузов массой менее 0,136 кг при жесткости пружины более 76 640 Н/м.

АЧХ участков МТУ определялось в ходе вычислительного эксперимента путем моделирования работы МТУ транспортера-тягача МТ-ЛБУ в среде Electronics Workbench 4.0. На основании энергетического баланса произведен перевод механических параметров (моментов инерции J , податливостей e , механических сопротивлений ν) в электрические (индуктивности L , электрические емкости C , электрические сопротивления R) по формулам:

$$L = J \frac{\omega^2}{I^2}; C = e \frac{M^2}{U^2}; R = \beta \frac{\omega^2}{I^2}. \quad (9)$$

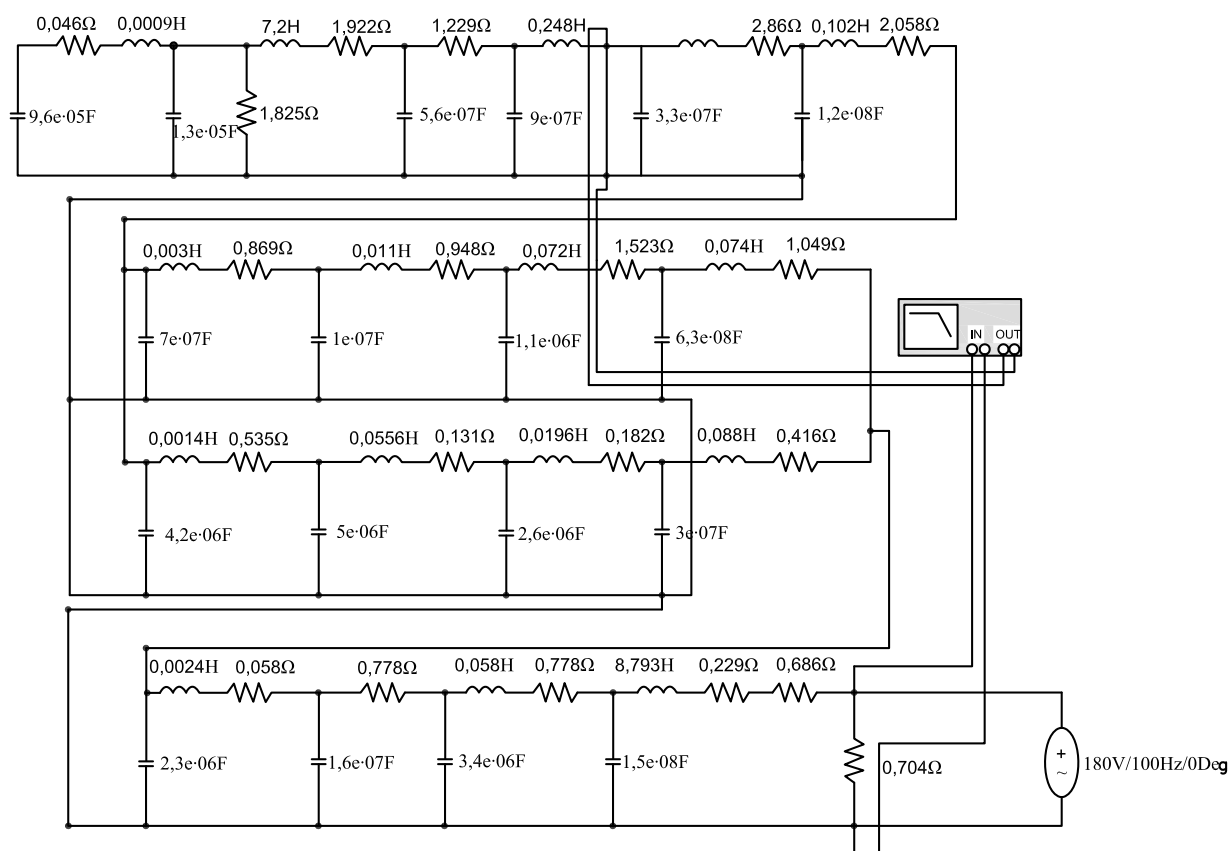


Рис. 5. Схема для экспериментального исследования динамической нагруженности элементов МТУ транспортера-тягача МТ-ЛБУ в среде Electronics Workbench 4.0

Рассчитанные электрические параметры заносятся в соответствующие элементы схемы (рис. 5), разработанной на основе кинематической схемы.

Выводы

1. На основе анализа АЧХ подсистем МТУ транспортера-тягача МТ-ЛБУ установлены резонансные частоты и амплитуды колебаний момента в каждой подсистеме.

2. Проведенные вычислительные эксперименты подтвердили выявленные прежде наиболее нагруженные элементы МТУ транспортера-тягача МТ-ЛБУ и резонансные режимы их работы. Допустимая нагруженность элементов МТУ установлена при массе грузов регулятора 0,141 кг и жесткости пружины 72300 Н/м.

3. Использование транспортера-тягача МТ-ЛБУ с коррекцией параметров регулятора двигателя в допустимых пределах позволяет повысить среднетехническую скорость движения на 3,4%,

снизить удельный расход топлива на 100 км пути на 2,3% и получить годовой экономический эффект на одну машину около 6500 р.

Список литературы

1. Агеев, Л.Е. Сверхмощные тракторы сельскохозяйственного назначения / Л.Е. Агеев, В.С. Шкрабак, В.Ю. Маргулис-Якушев. — Л.: Агропромиздат, 1986. — 414 с.

2. Юсупов, Р.Х. Взаимодействие элементов системы «двигатель—трансмиссия» трактора / Р.Х. Юсупов. — Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 1991. — 100 с.

3. Юсупов, Р.Х. Повышение эффективности функционирования машинно-тракторного агрегата за счет совершенствования статических и динамических характеристик его энергетической части: автореф. дис. ... докт. техн. наук / Р.Х. Юсупов. — СПб., 1993.

4. Соломонович, М.В. Повышение энергетической эффективности и снижение динамической нагруженности транспортного средства за счет коррекции параметров регулятора двигателя: автореф. дис. ... канд. техн. наук / М.В. Соломонович. — Челябинск, 2004.

УДК 631.145.004.5

Е.А. Пучин, доктор техн. наук

А.И. Остроухов

Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина

СОВРЕМЕННОЕ МОЮЩЕЕ СРЕДСТВО ДЛЯ ОЧИСТКИ ДОИЛЬНО-МОЛОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Совершенствование технологии очистки доильно-молочного оборудования является одним из самых важных и ответственных звеньев в технологической цепи производства высококачественного и безопасного молока-сырья. Установлено, что до 90% первичной микрофлоры молока при производстве в условиях фермы образуется за счет загрязнений доильно-молочного оборудования [1].

Единственно эффективный способ очистки молокопроводящих систем доильно-молочного оборудования — применение водных растворов современных моющих средств, а использование порошковых моющих средств на современных промывочных системах доильных установок затруднено, поэтому применяют только специализированные жидкие средства, которые на 12...20% состоят из компонентов моющих средств (соли, ПАВ и другие компоненты), остальное — вода.

Качество воды определяется многими показателями, но, как показывает практика, ключевым свойством, влияющим на эффективность очистки, является жесткость воды. Жесткость воды называется совокупность свойств,

обусловленных концентрацией в ней щелочно-земельных элементов, преимущественно ионов кальция (Ca^{2+} , кальциевая жесткость) и магния (Mg^{2+} , магниевая жесткость) [2]. По классификации вода по уровню жесткости разделяется на мягкую (0...4 мг-экв/л), средней жесткости (4...8 мг-экв/л), жесткую (8...12 мг-экв/л) и очень жесткую (более 12 мг-экв/л) [3].

Вода, используемая для поения животных, промывки молочного оборудования и охлаждения молока, а также хозяйственно-бытовых нужд персонала должна соответствовать требованиям, предъявляемым к питьевой воде в соответствии с ГОСТ 2874 «Вода питьевая. Гигиенические требования и контроль за качеством», согласно которому, жесткость воды должна быть не выше 7,0 мг-экв/л.

Однако многие хозяйства в нашей стране пренебрегают требованиями данного ГОСТа и используют для промывки оборудования жесткую воду. Это ведет к возникновению серьезных проблем. Во-первых, производители современных моющих средств редко дают технологические режимы применения своих продуктов в жесткой