

Максимальна розрахункова продуктивність, яку потребує двуроторний гідромотор визначається з виразу [1].

$$Q = 2bn \left[ \pi (r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1) 2s \right], \quad (6)$$

де  $r_1, r_2$  - велика і мала половеі ротора;  $b, s$  - ширина ротору і товщина пластинки (лопаті).

**Висновки.** 1. Використання подільника потоку, як джерела гідравлічної енергії, дає змогу вдосконалити гідропривод за рахунок об'єднання в єдиній системі очистку робочої рідини та ежекторне підживлення насосу.

2. Найбільш перспективними, по критерію вартості, для використання в гідроприводі будівельної машини, є подільники потоку на основі лопасних і роторних гідромоторів.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. /Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. / - М.: Машиностроение, 1971.- 672 с.

2. Коновалов В.М. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. / Коновалов В.М., Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. // М., Машиностроение, 1976, 288 с

3. Буренин В. В. Фильтры для рабочих жидкостей гидросистем // Строительные и дорожные машины. 2003. №10. С. 25-29.

УДК 625.7.08.002.5; 616-07

**И. Г. ПИМОНОВ, канд. техн. наук.**

*Харьковский национальный автомобильно – дорожный университет*

## УСТАНОВЛЕНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ СОВЕРШЕНСТВУЕМЫХ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ СИСТЕМ ГИДРОПРИВОДОВ

**Постановка проблемы.** Диагностирование гидроприводов, особенно бортовое, позволяет повысить эффективность эксплуатации строительных машин. Однако эта эффективность достигается в том случае, если характеристики диагностики соответствуют определённым требованиям, основными из которых являются достоверность и стоимость диагностирования [1, 2, 3, 4, 5].

Основным направлением улучшения характеристик диагностики является совершенствование существующих и разработка новых систем диагностических параметров [1, 3, 4, 5]. Известны методы определения достоверности диагностирования для этих систем [2]. Однако по данным работы [2], для определения достоверности диагностики, должны быть известны следующие показатели:

метрологические (погрешности: диагностирования, средств измерения, метода измерения и прогнозирования; допуск на результат измерения, дисперсия погрешности измерений);

эксплуатационные (предельное значение, допускаемое отклонение и дисперсия диагностического параметра, число измеряемых параметров, закон распределения погрешности измерения диагностического параметра, наработка машины к моменту диагностирования).

«Отсутствие (неполнота) отдельных перечисленных показателей делает задачу оценки качества диагностической информации неопределённой, в этом случае вопрос о точности и достоверности диагностических операций становится беспредметным [2]».

Более рациональным способом определения достоверности системы вновь разработанных диагностических параметров является установление её количественной связи со стандартной системой, для которой эта достоверность известна. Целью данной работы является установление этой связи применительно к бортовому диагностированию гидроприводов «по давлению», как определяющему параметру.

**Основная часть.** В работах [3, 4], исследованием связи между структурными и диагностическими параметрами, установлена система диагностических параметров, позволившая диагностированием «по производительности», основанном на измерении стандартных диагностических параметров, но в одной точке гидропривода, уменьшить необходимое количество встраиваемого оборудования и снизить затраты на диагностирование. Однако стоимость расходомера, необходимого для измерения производительности, составляет в среднем 80...90% от общей стоимости средств измерений диагностических параметров. Для устранения этого недостатка разработана система диагностических параметров с применением давления, как определяющего диагностического параметра (диагностирование «по давлению») [3, 4, 5]. Определим достоверность вновь разработанной системы,

установив количественную связь с системой диагностирования «по производительности», достоверность которой известна.

Уравнения расхода, при диагностировании насоса, распределителя, гидромотора «по давлению» выглядят соответственно следующим образом

$$F_{12} = nV_0 - Q_{i1} - \dot{I}_{\sigma 1} = 0; \quad (1)$$

$$F_{13} = nV_0 - Q_{i2} - Q_{p2} - \dot{I}_{\sigma 2} = 0; \quad (2)$$

$$F_{14} = nV_0 - Q_{i3} - Q_{p3} - Q_{ai3} - \dot{I}_{\sigma 3} = 0, \quad (3)$$

где  $Q_{n1}, Q_{n2}, Q_{n3}$  – соответственно внутренние утечки в насосе при давлении  $p_{x1}, p_{x2}, p_{x3}$ ;  $Q_{p2}, Q_{p3}, Q_{p4}$  – соответственно внутренние утечки в распределителе при давлении  $p_{x1}, p_{x2}, p_{x3}$ ;  $Q_{гм3}$  – соответственно внутренние утечки в гидромоторе при давлении  $p_{x3}$ ;  $\Pi_{x1}, \Pi_{x2}, \Pi_{x3}$  или  $\Pi_{x4}$  – соответственно расход через дроссель постоянного сечения при давлении  $p_{x1}, p_{x2}, p_{x3}$ .

Подставим последовательно в уравнения (2) значения  $nV_0$ , полученное из уравнения (1), в уравнение (3) значения  $nV_0$ , полученное из уравнения (2)

$$F_{12} = nV_0 - Q_{i1} - \dot{I}_{\sigma 1} = 0; \quad (4)$$

$$F_{15} = Q_{i1} - Q_{i2} - Q_{p2} + \dot{I}_{\sigma 1} - \dot{I}_{\sigma 2} = 0; \quad (5)$$

$$F_{16} = Q_{i2} - Q_{i3} + Q_{p2} - Q_{p3} - Q_{ai} + \dot{I}_{\sigma 2} - \dot{I}_{\sigma 3} = 0. \quad (6)$$

Представим уравнения  $F_{12}, F_{15}, F_{16}$  в развернутом виде

Насос

$$F_{12} = nV_0 - Q_{i1} - \dot{I}_{\sigma 1} = nV_0 - 4 \cdot \left( \frac{\pi(\dot{A}_1 S_\delta)^3 p_{x1} t^{1.845} g}{1,275 \cdot 10^4 \gamma \cdot \ln\left(\frac{R_a}{r_1}\right)} - \frac{\pi^2 n(\dot{A}_1 S_\delta)^3 (R_a^2 - r_1^2)}{6,375 \cdot 10^4 \cdot \ln\left(\frac{R_a}{r_1}\right)} \right) +$$

$$- 2 \cdot \left( \frac{p_{x1} t^{1.845} g S_\delta^3 b}{5,1 \cdot 10^4 \gamma S_a z_k} - 4\pi m b S_\delta R_e \right) - \frac{p_{x1} t^{1.845} g (\dot{A}_2 S_\delta)^3 b}{4,08 \cdot 10^5 \gamma \mathcal{L}_c} - \mu f \sqrt{\frac{2g p_{x1}}{\gamma}}, \quad (7)$$

Распределитель

$$F_{15} = \left( 4 \cdot \frac{\pi(\dot{A}_1 S_\delta)^3 t^{1.845} g}{1,275 \cdot 10^4 \gamma \cdot \ln\left(\frac{R_a}{r_1}\right)} + \right. \left. + 2 \cdot \left( \frac{t^{1.845} g S_\delta^3 b}{5,1 \cdot 10^4 \gamma S_a z_k} \right) + \frac{t^{1.845} g (\dot{A}_2 S_\delta)^3 b}{4,08 \cdot 10^5 \gamma \mathcal{L}_c} \right) (p_{x1} - p_{x2}) +$$

$$- \frac{\pi d_p S_p^3 g}{12 \cdot \left( \frac{0,3 \cdot 50^{1.845}}{t^{1.845}} \right) \gamma \mathcal{L}_p} p_{\sigma 2} + \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} (\sqrt{p_{x1}} - \sqrt{p_{x2}}) = 0 \quad (8)$$

## Гидромотор

$$\begin{aligned}
 F_{16} = & \left( 4 \frac{\pi(\dot{A}_1 S_{\delta})^3 t^{1.845} g}{1,275 \cdot 10^4 \gamma \cdot \ln\left(\frac{R_{\dot{a}}}{r_1}\right)} + 2 \left( \frac{t^{1.845} g S_{\delta}^3 b}{5,1 \cdot 10^4 \gamma S_{\dot{a}} z_k} \right) + \frac{t^{1.845} g (\dot{A}_2 S_{\delta})^3 b}{4,08 \cdot 10^5 \gamma L_c} \right) (p_{x2} - p_{x3}) + \\
 & + \frac{\pi d_p S_p^3 g}{12 \cdot \left( \frac{0,3 \cdot 50^{1.845}}{t^{1.845}} \right) \gamma L_p} (p_{\delta 2} - p_{\delta 3}) + \left( 4 \frac{\pi(\dot{A}_1 S_{\delta})^3 t^{1.845} g}{1,275 \cdot 10^4 \gamma \cdot \ln\left(\frac{R_{\dot{a}}}{r_1}\right)} + \right. \\
 & \left. + 2 \left( \frac{t^{1.845} g S_{\delta}^3 b}{5,1 \cdot 10^4 \gamma S_{\dot{a}} z_k} \right) + \frac{t^{1.845} g (\dot{A}_2 S_{\delta})^3 b}{4,08 \cdot 10^5 \gamma L_c} \right) p_{x3} + \quad (9) \\
 & + \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} (\sqrt{p_{x2}} - \sqrt{p_{x3}}) = 0
 \end{aligned}$$

где  $z_k$  – число зубьев шестерни контактирующих с поверхностью корпуса насоса;  $t$  – температура рабочей жидкости;  $p=p_1-p_2$  – разность давлений на входе и выходе гидроагрегата;  $S_p, S_r, S_m$  – соответственно величины радиальных зазоров между цилиндрическими поверхностями корпуса и поверхностями выступов зубьев шестерни, торцевых зазоров и межзубовых зазоров;  $\gamma$  – удельный вес жидкости;  $S_e$  – длина зуба по дуге окружности выступов;  $b$  – ширина шестерни;  $R_e$  – радиус окружности головок;  $r_1$  – радиус внутренней границы торцевого зазора;  $L_c$  – линия смятия.

Система диагностических параметров, получаемая из уравнений  $F_{12}, F_{15}, F_{16}$ , включает в себя воспроизводимые диагностические параметры (частоту вращения насоса и температуру рабочей жидкости) и давление, возникающее на дросселе постоянного сечения и являющееся определяющим диагностическим параметром. Это давление определяет также расход, проходящий через дроссель постоянного сечения. Назовём такое диагностирование, – диагностированием по давлению, измеряемому в одной точке гидропривода или просто «по давлению».

Установить связь полученной системы диагностических параметров для бортового диагностирования со стандартной системой, которая используется при диагностировании «по производительности», необходимо не только для определения достоверности диагностирования, но и для практического применения полученной системы. Установив связь между системами диагностических параметров, получаем возможность использовать нормативы технического состояния гидроагрегатов стандартной системы, т. е. получаем информацию,

какому давлению соответствует исправный, неисправный гидроагрегат или находящийся в промежуточном состоянии.

Подставив в уравнение (7) максимальное допустимое значение давления для насоса (17 МПа), получаем значения площади дросселя постоянного сечения и его диаметра. Значение допуска на диаметр дросселя определяется из условия не превышения отклонения площади дросселя 2% от номинала.

Введём обозначения

$$k_{\delta} = \frac{\pi S_{\delta} t^{1.845} g}{1,275 \cdot 10^4 \gamma \cdot \ln\left(\frac{R_{\delta}}{r_1}\right)}; \quad k_{\delta a} = \frac{t^{1.845} g S_{\delta}^3 b}{5,1 \cdot 10^4 \gamma S_{\delta} z_k}; \quad k_i = \frac{t^{1.845} g S_i^3 b}{4,08 \cdot 10^5 \gamma L_c};$$

$$k_{\delta n} = \frac{\pi^2 n S_{\delta}^3 (R_{\delta}^2 - r_1^2)}{6,375 \cdot 10^4 \cdot \ln\left(\frac{R_{\delta}}{r_1}\right)}; \quad k_{pn} = 8\pi n b S_{\delta} R_e; \quad k_p = \pi \frac{d_p S_p^3 g}{12 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 50^{1.845}}{t^{1.845}}\right) \gamma L_p}; \quad (10)$$

$$k_i = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}.$$

Подставим принятые обозначения в уравнения F<sub>12</sub>, F<sub>15</sub>, F<sub>16</sub>. Предварительно обозначим все составляющие формулы для определения внутренних утечек в насосе (7), которые зависят от давления, следующим образом: k<sub>н</sub> = 4k<sub>т</sub> + 2k<sub>ра</sub> + k<sub>м</sub>, а составляющие, которые зависят от частоты вращения насоса, - K<sub>нн</sub> = 4k<sub>тн</sub> + 2k<sub>пан</sub>.

В значение k<sub>н</sub> и K<sub>нн</sub> вошли все воспроизводимые параметры насоса, а также структурные параметры, определяющие его техническое состояние. Доля составляющих K<sub>нн</sub>, которые зависят от частоты вращения насоса, от общего значения утечек, - незначительна [6] и при номинальной частоте вращения насоса, в зависимости от его технического состояния, составляют приблизительно 4...18%. При этом большее значение относится к изношенным насосам. Некоторые исследователи [6] считают возможным пренебречь этими составляющими. Это обстоятельство позволяет представить эти составляющие в виде специальных поправок. Для нахождения этих поправок установим их количественные соотношения с основными составляющими, зависящими от давления (k<sub>н</sub>). После установления этого соотношения в уравнении F<sub>12</sub> будет только один параметр (k<sub>н</sub>), определяющий техническое состояние насоса. Количественные соотношения аппроксимируем полиномом второй степени [7]. В результате, например для насоса НШ - 32, при температуре рабочей жидкости 50°С и частоте вращения 1600 об/мин, получаем

$$K_{in} = 4k_{\delta n} + 2k_{pan} = ak_i^2 + bk_i + \tilde{n} = -0.013k_i^2 + 5.31k_i + 443 \quad (10^{-6} \text{ м}^3/\text{мин}).$$

Тогда

$$\begin{aligned} F_{12} &= nV_0 - (4k_{\delta} \delta_{\delta 1} - 4k_{\delta n} + 2k_{pa} \delta_{\delta 1} - 2k_{pan} + k_i \delta_{\delta 1}) - k_i \sqrt{\delta_{\delta 1}} = \\ &= nV_0 - k_i \delta_{\delta 1} + 4k_{\delta n} + 2k_{pan} - k_i \sqrt{\delta_{\delta 1}} = \\ &= nV_0 - k_i \delta_{\delta 1} + K_{in} - k_i \sqrt{\delta_{\delta 1}} = \\ &= nV_0 - k_i \delta_{\delta 1} + (-0.013k_i^2 + 5.31k_i + 443) - k_i \sqrt{\delta_{\delta 1}} = 0; \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} F_{15} &= (4k_{\delta} + 2k_{pa} + k_i)(p_{x1} - p_{x2}) - k_p p_{\delta 2} + k_i (\sqrt{p_{x1}} - \sqrt{p_{x2}}) = \\ &= k_i (p_{x1} - p_{x2}) - k_p p_{\delta 2} + k_i (\sqrt{p_{x1}} - \sqrt{p_{x2}}) = 0; \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} F_{16} &= (4k_{\delta} + 2k_{pa} + k_i)(p_{x2} - p_{x3}) + k_p (p_{x2} - p_{x3}) - (4k_{\delta} + 2k_{pa} + k_i)p_{x3} + \\ &+ k_i (\sqrt{p_{x2}} - \sqrt{p_{x3}}) = k_i (p_{x2} - p_{x3}) + k_p (p_{x2} - p_{x3}) - k_{ai} p_{x3} + \\ &+ k_i (\sqrt{p_{x2}} - \sqrt{p_{x3}}) = 0; \end{aligned} \quad (13)$$

Проделав преобразования, аналогичные вышеприведенным, получим зависимости для диагностирования насосов, распределителей и гидромоторов, в которых используется система диагностических параметров, рекомендуемая стандартами [1, 3, 4,5].

$$\begin{aligned} F_1 &= nV_0 - (4k_{\delta} \delta - 4k_{\delta n} + 2k_{pa} \delta - 2k_{pan} + k_i \delta) - \dot{I}_i = \\ &= nV_0 - k_i \delta + 4k_{\delta n} + 2k_{pan} - \dot{I}_i = \\ &= nV_0 - k_i \delta + K_{in} - \dot{I}_i = \\ &= nV_0 - k_i \delta_{\delta 1} + (-0.013k_i^2 + 5.31k_i + 443) - \dot{I}_i = 0; \end{aligned} \quad (14)$$

$$F_9 = \dot{I}_i - k_p p - \dot{I}_{\delta} = 0; \quad (15)$$

$$F_{10} = \dot{I}_{\delta} - k_{ai} p - \dot{I}_{ai} = 0, \quad (16)$$

где  $p = p_1 - p_2$  – номинальное давление, равное разности давлений на входе и выходе гидроагрегатов.

Из уравнения (11) определяем  $k_{in}$ , содержащее, вместе с константами, значения структурных параметров насоса. Чтобы определить, какому техническому состоянию насоса соответствует полученное значение  $k_{in}$ , подставляем это значение в формулу (14) и решив её относительно производительности насоса, получаем

$$\dot{I}_i = nV_0 - k_i \delta + (-0.013k_i^2 + 5.31k_i + 443). \quad (17)$$

Таким образом, используя уравнения (11 и 14), устанавливаем связь между системами диагностических параметров, осуществляющих диагностирование «по давлению  $p_{x1}$ » и «по производительности  $\Pi_n$ ».

Из уравнения (12), проделав аналогичные преобразования, получаем значение  $k_p$  содержащее, вместе с константами и полученными значениями  $k_n$ ,  $p_{x1}$  и  $p_{x2}$ , - структурные параметры распределителя (18)

$$k_p = \frac{k_i(p_{x1} - p_{x2}) + k_i(\sqrt{p_{x1}} - \sqrt{p_{x2}})}{p_{\delta 2}} \quad (18)$$

Используя уравнение (15), определяем утечки в распределителе, приведенные к номинальному давлению

$$Q_p = k_p p \quad (19)$$

Из уравнения (13) получаем значение  $k_{гм}$  содержащее, вместе с константами и полученными значениями  $k_n$ ,  $k_{гм}$ ,  $p_{x2}$  и  $p_{x3}$ , - структурные параметры гидромотора (20)

$$k_{\dot{a}i} = \frac{k_i(p_{x2} - p_{x3}) + k_p(p_{x2} - p_{x3}) + k_i(\sqrt{p_{x2}} - \sqrt{p_{x3}})}{p_{x3}} \quad (20)$$

Используя уравнение (16), определяем утечки в гидромоторе, приведенные к номинальному давлению

$$Q_{\dot{a}i} = k_{\dot{a}i} p \quad (21)$$

Задавшись диапазоном технических состояний насосов от практически нового ( $\eta=0,95$ ) до предельно изношенного ( $\eta=0,6$ ) и зная их производительность, используя формулу 17, определяем значения коэффициента  $k_n$  и строим график  $\Pi=f(p_{x1})$  и (рис. 1, кривая 1).

Далее, аналогично, по формуле  $F_{15}$  (12) задавшись минимальными и максимальными значениями утечек в распределителе, получаем

соответствующие значения коэффициентов  $k_p$ . Подставив полученные значения  $k_p$  в формулу (19), определим давление  $p_{x2min}$  и  $p_{x2max}$  и аналогично все необходимые промежуточные значения  $p_{x2}$  (рис.1, кривая 2). Аналогично из формулы  $F_{16}$  (13), принимая пределы изменения технического состояния гидромотора и насоса одинаковыми, определяем соответствующие значения коэффициентов  $k_{гм}$ . Подставив

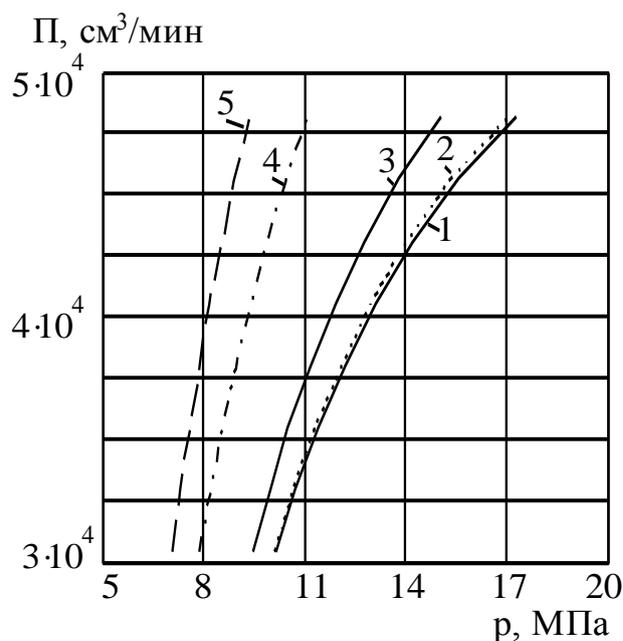


Рис. 1. Связь между стандартной системой диагностирования «по производительности (подаче)» и «по давлению».

полученные значения  $k_{гм}$  в (21), получаем значения  $p_{хз}$  (рис. 1, кривая 3, 4, 5 для насосов с  $\eta = 0,95, 0,8, 0,65$  соответственно). Получаемые в этом случае значения давлений зависят от технических состояний диагностируемого гидроагрегата и гидроагрегатов, предшествующих диагностируемому

Анализ результатов диагностирования упрощается использованием графиков (рис.1). Однако на все возможные сочетания технических состояний гидроагрегатов построить графики затруднительно. Поэтому, чтобы использовать разработанную методику, необходим микропроцессорный блок.

**Выводы.** 1. На основе уравнений расхода рабочей жидкости в гидроприводе установлена связь двух диагностических систем: - стандартной системой, которая используется при диагностировании «по производительности», как определяющему диагностическому параметру, и включает в себя, кроме производительности, давление и температуру рабочей жидкости, и частоту вращения насоса и разработанной системой, которая используется при диагностировании «по давлению», как определяющему диагностическому параметру, и включает в себя воспроизводимые диагностические параметры (частоту вращения насоса и температуру рабочей жидкости) и давление, возникающее на дросселе постоянного сечения и являющееся определяющим диагностическим параметром. Это давление определяет также расход, проходящий через дроссель постоянного сечения. 2. Установив связь между системами диагностических параметров, получаем возможность: - определить достоверность разработанной системы диагностических параметров; - использовать нормативы технического состояния гидроагрегатов стандартной системы. 3. Результаты проведенных исследований позволяют определить техническое состояние гидроагрегатов в составе гидропривода «по давлению», что значительно уменьшает затраты на средства измерения диагностических параметров и повышает эффективность диагностирования.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеева Т. В. / Техническая диагностика гидравлических приводов. // Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др.; Под общ. ред. Т.М. Башты. - М.: Машиностроение, 1989.- 264 с.
2. Сергеев А. Г. / Точность и достоверность диагностики автомобиля. //М.: Транспорт, 1980.- 191 с.

3. Лысиков Е. Н. Преимущества бортового диагностирования гидроприводов с одной точки измерения / Лысиков Е.Н., Пимонов И. Г. // Вісник Харківського національного технічного університету «ХПІ» збірник наукових праць, тематичний випуск: «Автомобіле – та тракторобудування». -2002. - вып. 10, том 1 – С. 124-129.

4. Пимонов И. Г. Повышение эффективности эксплуатации строительных машин совершенствованием бортового диагностирования их гидроприводов. // Вестник Харьковского национального автомобильно – дорожного университета, сборник научных трудов. – Харьков: РИО ХНАДУ. – 2004. – вып. 27. - С. 187-192.

5. Пимонов И. Г. Обеспечение точности бортового диагностирования гидроприводов строительных машин // Автомобильный транспорт: серия «Совершенствование машин для земляных и дорожных работ», сборник научных трудов. – Харьков: РИО ХНАДУ. - 2002– вып. 6. С. 91-93.

6. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. / - М.: Машиностроение, 1971.- 672 с.

7. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике. / Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. // М.: Наука, 1981.-718 с.

**УДК 693.546.3**

**Б. О. КОРОБКО, канд. техн. наук, І. А. РОГОЗІН, асистент**

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## **АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТА ШЛЯХІВ ВДОСКОНАЛЕННЯ ЗМІШУВАЧІВ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН**

**Постановка проблеми.** Розвиток будівництва вимагає створення нових матеріалів, що мають більшу міцність, надійність, здатність чинити опір різним несприятливим факторам середовища, а також постійного покращення якості матеріалів, котрі давно відомі та набули широкого вжитку. Досвід виробництва і дослідження підтверджують, що неоднорідні властивості готових розчинів і бетону в значній мірі залежать від неоднорідності складу суміші приготованої в змішувачі [1, 2]. Однорідність будівельних розчинних сумішей, які виготовляються сучасними серійними змішувачами вітчизняного й закордонного виробництва, не досягає максимально можливих значень і може бути виведена на новий якісний рівень. Це може відбутися за рахунок зміни характеристик процесу приготування сумішей.