

**Войтов А.В.**

Харьковский национальный техниче-  
ский университет сельского хозяйства  
имени П.Василенко,  
г. Харьков, Украина  
E-mail: K1kavoitov@gmail.com

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПЕРЕХОДНЫХ  
ПРОЦЕССОВ И ОБОСНОВАНИЯ  
ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ  
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБЪЕМНОГО  
ГИДРОПРИВОДА ГСТ-90,112**

УДК 621.891

Проведены теоретические исследования динамики переходных процессов в поршневых насосах и моторах при различных утечках рабочей жидкости. Полученные результаты позволяют выбрать процедуру мониторинга, которая обеспечивает максимальную чувствительность (меру точности) к обнаружению и скорости изменения диагностических признаков. Теоретическим путем обоснованы диагностические признаки для определения коэффициента подачи насоса и к.п.д. мотора - скорость увеличения давления за насосом и скорость увеличения угловой частоты вращения ротора мотора. Разработана многоуровневая иерархическая схема диагностирования гидростатического привода, которая учитывает утечки жидкости в насосе и моторе под нагрузкой.

**Ключевые слова:** моделирование; поршневой насос; поршневой мотор; гидропривод; диагностика; ГСТ-90, ГСТ-112; динамика переходного процесса

**Актуальность проблемы.** Современные сельскохозяйственные машины, такие как зерноуборочные и кормоуборочные комбайны, оборудованы гидростатическими трансмиссиями ГСТ-90 и ГСТ-112. Техническое состояние таких трансмиссий оценивается величиной общего к.п.д., который является произведением коэффициента подачи насоса и к.п.д. мотора. ДСТУ 2193-93 определяет предельные значения коэффициента подачи для насоса и к.п.д. для мотора, при достижении которых эксплуатация гидропривода должна быть прекращена. Указанные параметры не должны снижаться более, чем на 20% от начального состояния [1]. Это требует перед началом сезонных работ проводить контроль технического состояния ГСТ по величине общего к.п.д. и принимать решение на дальнейшую эксплуатацию или ремонт. Снижение общего к.п.д. ГСТ в эксплуатации влияет на уменьшение производительности сельскохозяйственных машин при одновременном увеличении расхода топлива. Поэтому проведение теоретических исследований по обоснованию диагностических параметров для контроля технического состояния ГСТ и выбору процедуры мониторинга, которая обеспечивает максимальную чувствительность (меру точности), является актуальной задачей.

**Анализ публикаций, посвященных данной проблеме.** Анализ причин снижения к.п.д. гидростатических приводов представлен в работах [2,3], где приводится анализ и связь зазоров в сопряжениях качающих узлов с утечками через зазоры. Автором работы получена математическая модель связи объемного к.п.д. с износами и зазорами в сопряжениях.

В работах [4,5] обосновывается одно из направлений диагностирования гидроприводов - термометрирование, которое позволяет определить техническое состояние по температуре корпуса насоса и мотора во время эксплуатации. По результатам измерения температуры диагностируются отдельные узлы гидронасоса и гидромотора. Данному подходу посвящены работы [6,7], в которых представлены результаты по исследованию температурного режима и разработана методика графо-аналитического прогнозирования ресурса гидропривода.

Авторами работы [8] сделан вывод, что гидропривод навесной системы трактора описывается колебательным звеном, при этом по характеристике переходного процесса

можно оценить техническое состояние. Анализируя передаточные функции гидроприводов рулевого управления, навесной системы и коробки передач, авторы работы делают вывод, что перечисленные системы можно рассматривать как динамические колебательные системы с малым коэффициентом демпфирования.

Авторы работы [9] разработали методику определения перерасхода топлива при изменении технического состояния гидропривода. На основании полученных исследований делается вывод о необходимости пересмотра граничных значений к.п.д. в процессе эксплуатации. Разработке методики оценки энергетической эффективности гидромашин посвящена работа [10], где приводятся параметры связи режимов работы гидромашин с рабочими параметрами, что позволяет определить эффективную область работы.

Данная статья является продолжением работе [11,12], в которых выполнена структурная и параметрическая идентификация объемного гидропривода, как объекта диагностирования.

**Цель исследования.** Выполнить математическое моделирование динамики переходных процессов в аксиально-поршневых насосах и моторах, как единой динамической системы насос-мотор-гидравлическая жидкость с учетом утечек в процессе эксплуатации и обосновать диагностические параметры оценки технического состояния в эксплуатации.

**Методический подход в проведении исследований.** На основании передаточных функций, которые представлены в работе [11], получены решения дифференциальных уравнений переходного процесса.

Для насоса решение уравнения имеет вид:

$$P(t) = P_{тек} \left[ 1 - e^{\frac{-d_n t}{T_n}} \cdot (\cos \nu_n t + A_n \sin \nu_n t) \right], \quad (1)$$

где  $P_{тек}$  - текущее значение давления в контуре нагнетания насоса, которое соответствует определенному техническому состоянию насоса;

- декремент затухания насоса:

$$d_n = \frac{T_2 \sqrt{K_1 \cdot K_2}}{2K_1 \cdot K_2 \sqrt{T_1 \cdot T_2}}, \quad (2)$$

- постоянная времени насоса:

$$T_n = \sqrt{\frac{T_1 \cdot T_2}{K_1 \cdot K_2}}, \quad (3)$$

$t$  – текущее время процесса, с;

$\nu_n$  – частота колебаний давления в нагнетательном контуре насоса;

$$\nu_n = \frac{\sqrt{1 - d_n^2}}{T_n}. \quad (4)$$

Величина отклонения давления от текущего значения во время колебательного процесса:

$$A_n = \frac{d_n}{\sqrt{1 - d_n^2}}. \quad (5)$$

Для мотора решение уравнения имеет вид:

$$\omega_m(t) = \omega_{mтек} \left[ 1 - e^{-\frac{d_m t}{T_m}} \cdot (\cos \nu_m t + A_m \sin \nu_m t) \right], \quad (6)$$

где  $\omega_{mтек}$  - текущее значение угловой частоты вращения ротора мотора, которая соответствует определенному техническому состоянию мотора:

- декремент затухания мотора:

$$d_m = \frac{T_4 \sqrt{K_3 \cdot K_4}}{2K_3 \cdot K_4 \sqrt{T_3 \cdot T_4}}, \quad (7)$$

- постоянная времени мотора:

$$T_m = \sqrt{\frac{T_3 \cdot T_4}{K_3 \cdot K_4}}. \quad (8)$$

Частота колебания угловой частоты вращения ротора мотора:

$$\nu_m = \frac{\sqrt{1 - d_m^2}}{T_m}. \quad (9)$$

Величина отклонения угловой частоты вращения ротора мотора от текущего значения во время колебательного процесса:

$$A_m = \frac{d_m}{\sqrt{1 - d_m^2}}. \quad (10)$$

Порядок расчета коэффициентов усиления  $K_1 - K_4$  и постоянных времени  $T_1 - T_4$ , приведен в работе [12].

Представленные формулы (1-10) позволяют моделировать переходный процесс во времени при различных значениях  $K_i$ ,  $T_i$ , что позволяет определить динамику переходных процессов в поршневых насосах и моторах при различных утечках рабочей жидкости.

Для выполнения моделирования по разработанным в работах [11,12] формулам была написана программа в среде *EXCEL*, которая после ввода конструктивных и рабочих параметров насоса и мотора, а также свойств рабочей жидкости, позволяет рассчитать коэффициенты и постоянные времени, входящие в дифференциальные уравнения и построить кривые переходного процесса во времени.

**Результаты моделирования.** Динамика переходного процесса насоса НП-90 для различных значений уменьшения коэффициента подачи  $\Delta \Psi$  представлена на рис. 1, а для насоса НП-112, на рис.2. Из анализа полученных кривых следует, что у новых насосов, не имеющих снижения коэффициента подачи  $\Delta \Psi=0$ , увеличение давления происходит до значений 30,1 МПа, для НП-90 и 29,0 МПа, для НП-112, за время 0,4 с. Стабилизация величины давления на уровне номинального, равного  $P_n=26,5$  МПа, происходит за 1 с. Затем наблюдается незначительный колебательный процесс величины давления в пределах 26,2-26,7 МПа, что составляет 1,8% от номинальной величины. Как следует из рис. 1 и 2, такой процесс одинаков для НП-90 и НП-112.

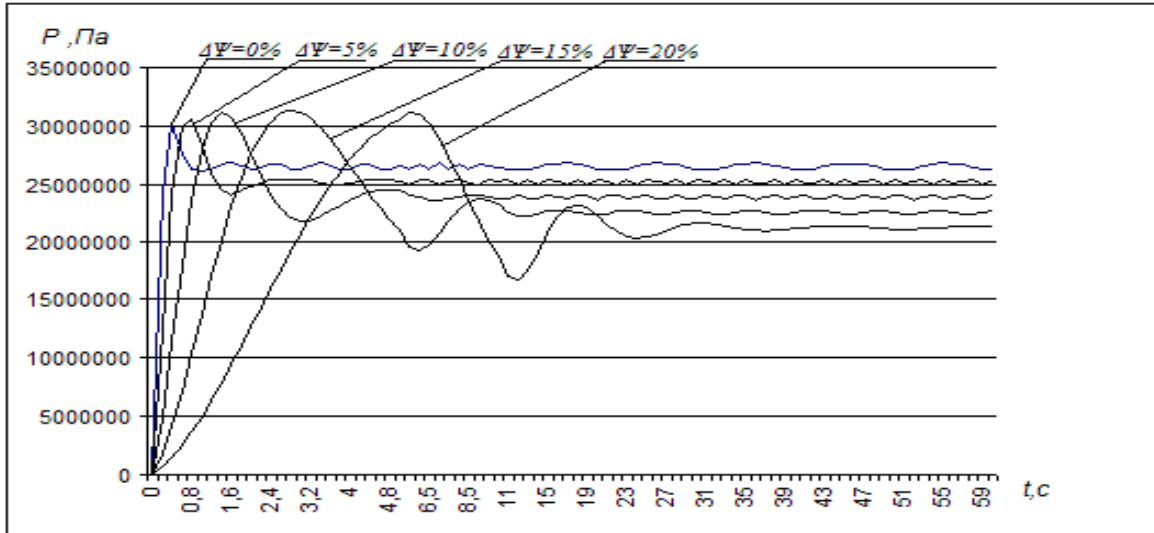


Рис. 1 Динамика переходного процесса насоса НП-90 для различных значений уменьшения коэффициента подачи  $\Delta\Psi$ , %

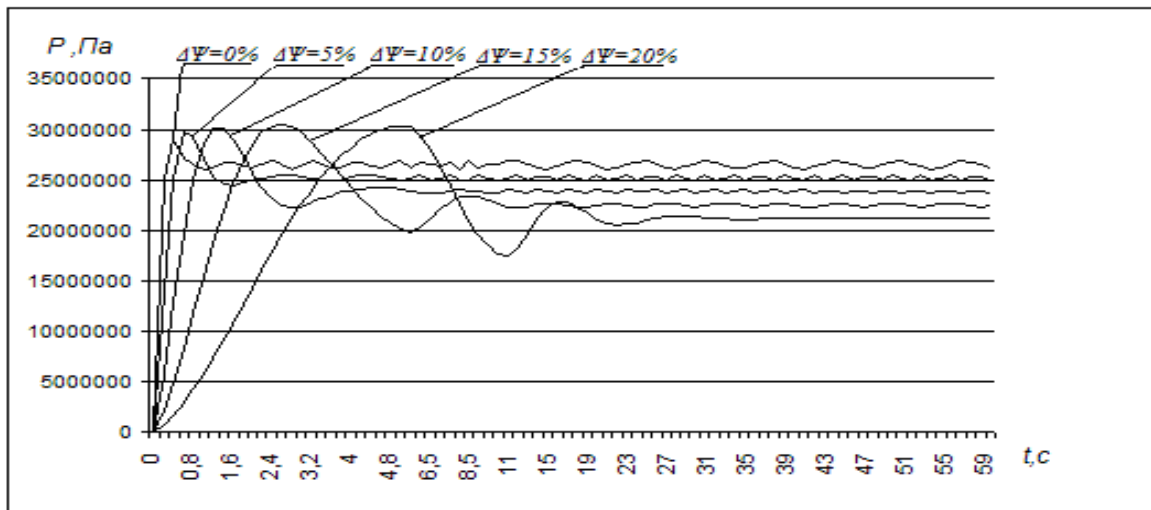


Рис. 2 Динамика переходного процесса насоса НП-112 для различных значений уменьшения коэффициента подачи  $\Delta\Psi$ , %

При уменьшении коэффициента подачи насосов от  $\Delta\Psi=0\%$  до  $\Delta\Psi=20\%$  наблюдается увеличение инерционности переходного процесса. Максимальное значение давления, равное 30,5 МПа, для НП-90 и 30,3 МПа, для НП-112, достигается за время 5 с. При этом наблюдается значительное увеличение колебательного процесса значений давления и его стабилизация на 29 секунде, для НП-112 и 37 секунде, для НП-90. При этом величина давления в нагнетательном контуре составляет 20,5-21,4 МПа.

Анализ динамики переходных процессов в поршневых насосах позволяет сделать вывод, что чувствительными параметрами, которые изменяются при увеличении утечек в насосе, а следовательно, при уменьшении коэффициента подачи насоса, являются:

- увеличение времени переходного процесса при котором происходит стабилизация значений давления на уровне не более 5% от номинальной или текущей величины,  $t_{n\text{ пер}}$ ;
- увеличение амплитуды колебания давления,  $A_n$ ;
- увеличение времени, при котором достигается максимальное значение давления,  $t_{n\text{ max}}$ ;
- величина максимального значения давления во время переходного процесса,  $P_{\text{max}}$ ;
- величина текущего значения давления на установившемся режиме после завершения переходного процесса,  $P_{\text{тек}}$ .

Как следует из представленных зависимостей максимальное значение давлений при снижении коэффициента подачи не изменяется и остается постоянным.

Динамика переходного процесса для различных значений уменьшения к.п.д. мотора  $\Delta\eta$ , представлена на рис. 3 (МП-90) и рис.4 (МП-112).

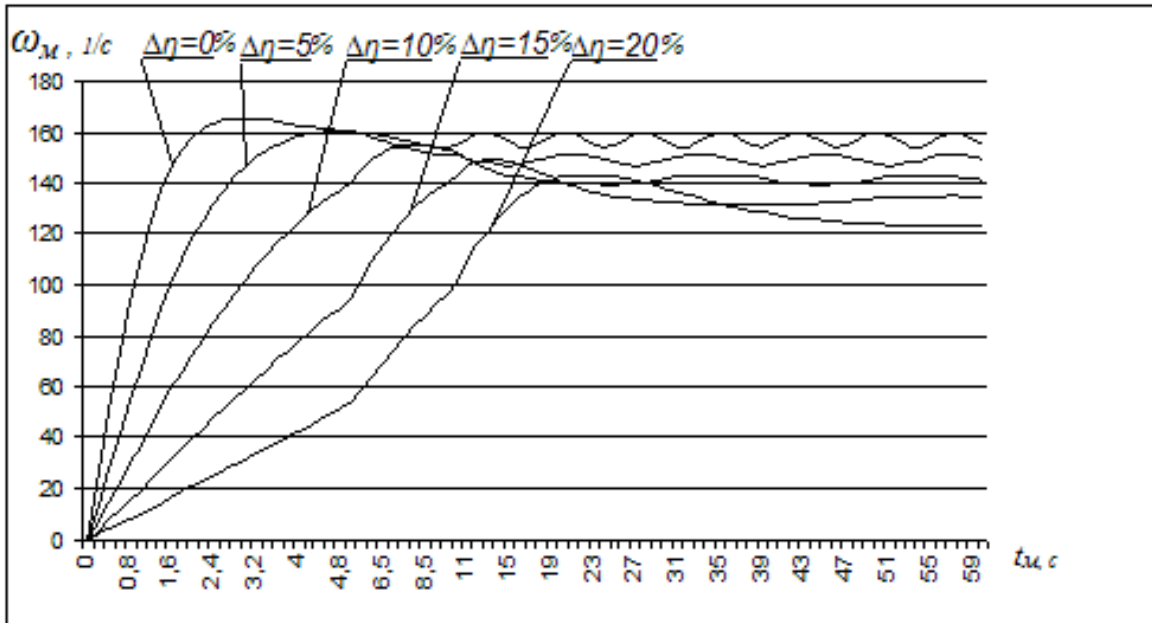


Рис. 3 Динамика переходного процесса мотора МП-90 для различных значений уменьшения к.п.д.  $\Delta\eta$ , %

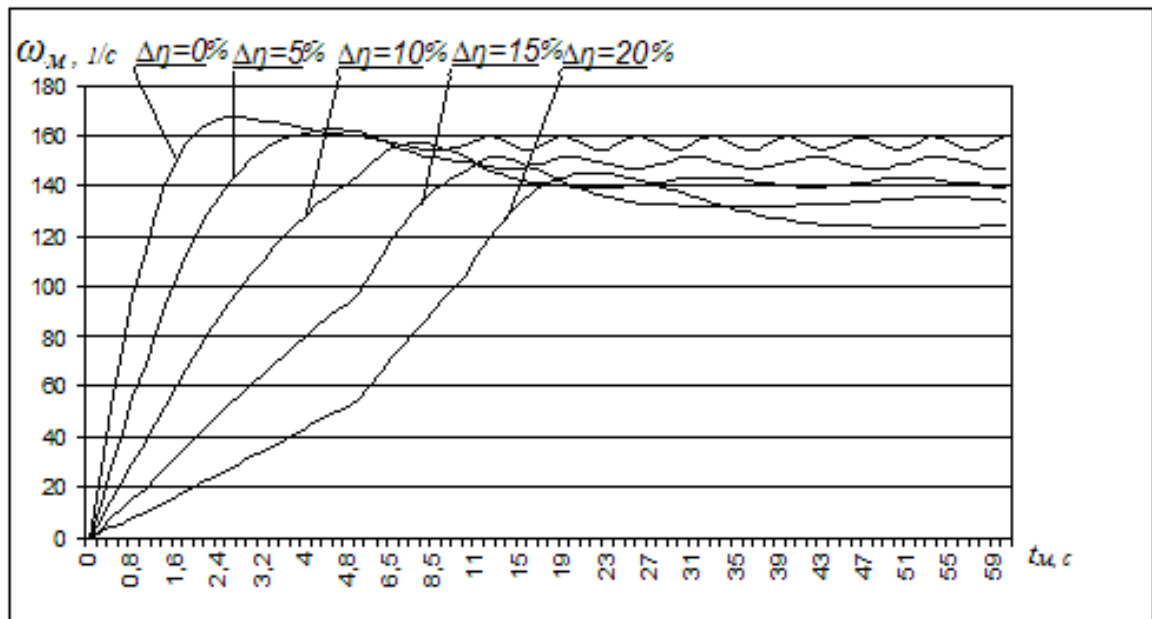


Рис. 4 Динамика переходного процесса мотора МП-112 для различных значений уменьшения к.п.д.  $\Delta\eta$ , %

Из анализа представленных зависимостей следует, что для новых моторов, для которых  $\Delta\eta=0\%$ , время переходного процесса составляет 2,8 – 3 с, при незначительном забросе угловой скорости вращения ротора до значений  $\omega_M=154,3-159,6$  1/с, что составляет 1,65% от номинальных значений. Стабилизация угловой скорости вращения ротора происходит за время 4 секунды.

При уменьшении к.п.д. насосов от  $\Delta\eta=0\%$  до  $\Delta\eta=20\%$  наблюдается значительное увеличение инерционности переходного процесса при одновременном снижении угловой частоты вращения ротора мотора. При  $\Delta\eta=20\%$  время переходного процесса увеличивается до 21-22 с. При этом наблюдается незначительный заброс угловой частоты вращения до

**Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів**  
 Technical service of agriculture, forestry and transport systems

значений  $\omega_m=143,4-145$  1/с, с последующей стабилизацией на уровне  $\omega_m=123,51-123,7$  1/с. Стабилизация угловой частоты вращения ротора происходит после 50 секунд.

Анализ динамики переходных процессов в поршневых моторах позволяет сделать вывод, что чувствительными параметрами, которые изменяются при увеличении утечек в моторе, а следовательно, при уменьшении к.п.д. мотора, являются:

- увеличение времени переходного процесса при котором происходит стабилизация значений угловой частоты вращения ротора на уровне не больше 5 % от номинальной или текущей величины,  $t_{m\ пер}$ ;
- увеличение амплитуды колебания угловой частоты вращения ротора  $A_m$ ;
- увеличение времени, при котором достигается максимальное значение угловой частоты вращения ротора,  $t_{m\ max}$ ;
- величина максимального значения угловой частоты вращения ротора во время переходного процесса  $\omega_{m\ max}$ ;
- величина текущего значения угловой частоты вращения ротора после завершения переходного процесса,  $\omega_{m\ тек}$ .

Выполненное моделирование динамики переходных процессов в поршневых гидромашинах позволило выдвинуть ряд признаков, по величине и характеру изменения которых, можно судить о техническом состоянии гидропривода в целом. Такие диагностические признаки для поршневых насосов НП-90,112 и поршневых моторов МП-90,112 представлены в таблице 1.

Таблица 1

**Диагностические признаки для поршневых насосов НП и поршневых моторов МП**

Диагностические признаки НП-90,112	Диагностические признаки МП-90,112
1. Время переходного процесса $t_{n\ пер}$ , с	1. Время переходного процесса $t_{m\ пер}$ , с
2. Амплитуда колебания давления $A_n$ , Па	2. Амплитуда колебания угловой частоты вращения ротора мотора $A_m$ , 1/с
3. Величина текущего давления на установившемся режиме $P_{тек}$ , Па	3. Величина текущего значения угловой частоты вращения ротора мотора на установившемся режиме $\omega_{m\ тек}$ , 1/с
4. Величина максимального давления во время переходного процесса $P_{max}$ , Па	4. Величина максимальной угловой частоты вращения ротора мотора во время переходного процесса $\omega_{m\ max}$ , 1/с
5. Время, когда давление достигает максимума $t_{max}$ , с	5. Время, когда угловая частота вращения ротора мотора достигает максимума $t_{max}$ , с

Для достижения наибольшей эффективности диагностирования гидропривода технология оценки технического состояния должна разрабатываться по следующим этапам [13].

Выбор и обоснование диагностируемых неисправностей.

Определение режимов работы гидропривода, на которых будет обеспечено наилучшее диагностирование.

Выбор диагностических признаков для анализа технического состояния гидропривода.

Выбор методов измерения и датчиков, которые должны быть использованы для получения информации во время диагностирования.

Выполним анализ приведенных выше этапов.

1. Выбор и обоснование диагностируемых неисправностей поршневого насоса и поршневого мотора связан с утечками жидкости по основным узлам насоса и мотора: «латунное приставное дно ротора – стальной распределитель»; «стальной поршень - латунная

или бронзовая втулка блока цилиндров»; «бронзовая или латунная пята поршня – наклонная шайба или опора», а также другие сопряжения – золотник и сервопривод.

Увеличение зазоров в указанных выше сопряжениях приводит к увеличению утечек жидкости, а следовательно, к снижению коэффициента подачи насоса и к.п.д. мотора. В разработанной математической модели утечки жидкости в насосе учитываются коэффициентом усиления  $K_2$ , и постоянной времени  $T_2$ .

Утечки жидкости в моторе учитываются коэффициентом усиления  $K_4$ , и постоянной времени  $T_4$ .

2. Выбор режимов работы гидропривода, на которых будет обеспечено наилучшее диагностирование, следует из выполненной параметрической идентификации динамической модели [12].

Из анализа выражения для коэффициента усиления  $K_1$ , следует, что диагностирование насоса следует проводить при номинальном давлении  $P_n$ , т.е. под максимальной нагрузкой. Анализ выражения для определения постоянной времени  $T_1$ , также подтверждает сформулированный выше вывод.

Выбор режимов диагностирования поршневого мотора следует из выражений коэффициента усиления  $K_3$ , и выражения по определению постоянной времени  $T_3$ . Как следует из анализа приведенных формул диагностирования поршневого мотора следует проводить при максимальном крутящем моменте  $M_{кр}$  на валу гидромотора. Для этого необходимо использовать электромагнитное тормозное устройство, при испытаниях на стендах в условиях предприятий по изготовлению или ремонту гидромоторов, или осуществляют разгон комбайна от скорости  $V=0$  до рабочей скорости  $V=V_{раб}$ , регистрируя при этом параметры переходного процесса.

3. Выбор диагностических признаков для анализа технического состояния гидропривода (поршневой насос + поршневой мотор), следует выполнять руководствуясь следующими положениями [13]:

- увеличению утечек сопутствуют диагностические признаки, которые должны быть обнаружены основным методом мониторинга, обеспечивающим высокий доверительный уровень диагноза и прогноза;

- повышения доверительного уровня диагноза и прогноза возможно за счет применения дополнительных методов или комплекса измеряемых параметров в виде их производных.

Анализ диагностических признаков, который приведен в таблице 1, позволяет провести их ранжирование по достоверности обнаружения, которую можно оценить статистической величиной, получившей в работе [14] название мера точности:

$$M_T = \frac{1}{\sigma\sqrt{2}}, \quad (11)$$

где  $\sigma$  – среднеквадратическое отклонение измеряемого диагностического признака:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (12)$$

где  $n$ - число измерений;

$x_i$  – текущее значение параметра, т.е. давление за насосом  $P_i$ , Па и угловая скорость вращения ротора мотора  $\omega_i$ , 1/с;

$\bar{x}$  - среднее значение параметра ( $\bar{P}_n$ ;  $\bar{\omega}_m$ ):

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i. \quad (13)$$

Анализируя динамику переходных процессов в поршневых насосах НП-90,112, можно сделать вывод, что для всех значений коэффициента подачи насоса  $\Psi$

переходний процес має коливальний характер, що приводить до більшим значенням середньквдратического відхилення  $\sigma$ , а відповідно, малим значенням міри точності діагноза  $M_T$ . Такою висновком характерен для перших трьох діагностических ознак, які представлені в таблиці 1. При цьому, величина максимального значення тиску в часі переходного процесу  $P_{max}$ , четвертий ознак згідно таблиці 1, не змінюється при зміні коефіцієнта подачі насоса.

Аналогічний характер поведінки має і п'ятий діагностический ознак - час, коли тиск за насосом досягає максимуму  $t_{max}$ . Аналіз залежностей дозволяє утвердити, що середньквдратическое відхилення  $P_{max}$  і  $t_{max}$  має мінімальне значення, а відповідно, максимальну міру точності.

Використовуючи відношення  $P_{max}/t_{max}$  можна отримати першу похідну (швидкість) збільшення тиску рідини за насосом в часі переходного процесу, вимірювання якою виконується під навантаженням, т.е. коли гідромотор затриманий і розвиває номінальний крутячий момент  $M_{кр}$ .

Отриманий діагностический ознак технічного стану поршневого насоса НП-90,112, можна виразити:

$$\dot{P} = P_{max} / t_{max}, \text{ Па/с.} \quad (14)$$

Формула (14), дає узагальнену характеристику витоків в насосі під навантаженням, а відповідно, може характеризувати коефіцієнт подачі насосів, який необхідно визначати під навантаженням.

Використовуючи розроблену математическу модель були побудовані теоретическі залежності зміни діагностического ознака  $\dot{P}$  при збільшенні витоків рідини в насосі  $\Delta\Psi\%$  (зменшення коефіцієнта подачі насоса), які представлені на рис. 5.

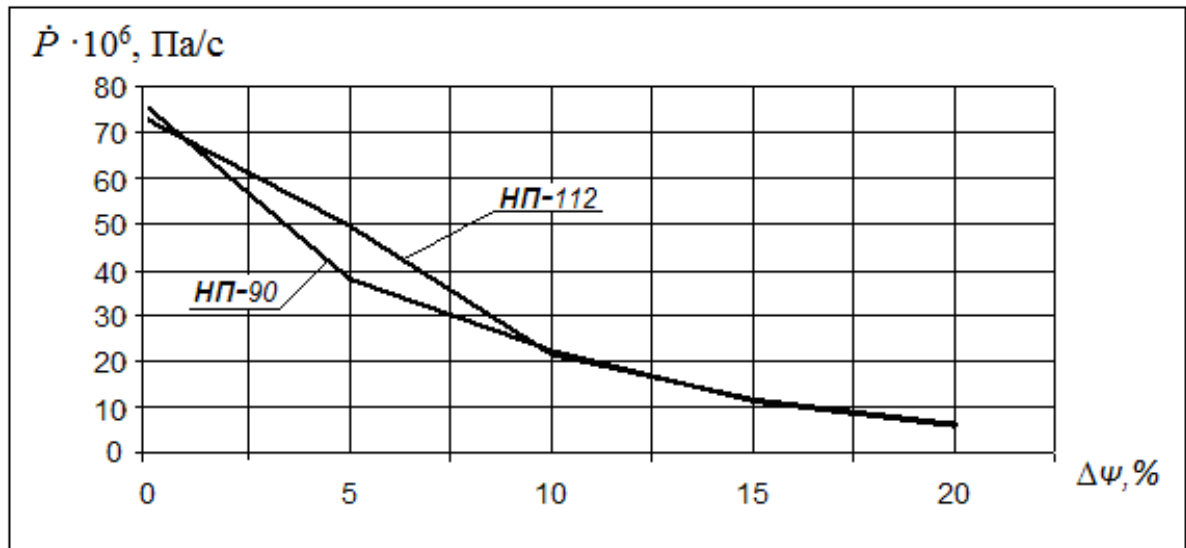


Рис. 5. Залежності швидкості збільшення тиску  $\dot{P}$  від зменшення коефіцієнта подачі насоса НП-90,112

Аналізуючи динаміку переходних процесів в поршневих моторах МП-90,112, можна зробити висновок, що величина максимального значення кулової частоти обертання ротора мотора  $\omega_{M \max}$  зменшується при зміні к.п.д. мотора  $\eta$ . При цьому одночасно збільшується час, при якому досягається максимальне значення кулової частоти обертання ротора мотора  $t_{max}$ .

Використовуючи наведений вище методический підхід можна отримати діагностический ознак- першу похідну кулової частоти обертання ротора мотора:

$$\dot{\omega}_M = \omega_{M \max} / t_{max}, \text{ 1/с}^2. \quad (15)$$



Полученный диагностический признак  $\dot{\omega}_m$  дает обобщенную характеристику утечек жидкости в моторе, который развивает номинальный крутящий момент  $M_{кр}$ , т.е. определяется под нагрузкой.

Используя разработанную математическую модель были построены теоретические зависимости изменения диагностического признака  $\dot{\omega}_m$  при увеличении утечек жидкости в моторе  $\Delta\eta$  % (уменьшении к.п.д. мотора), которые представлены на рис.6.

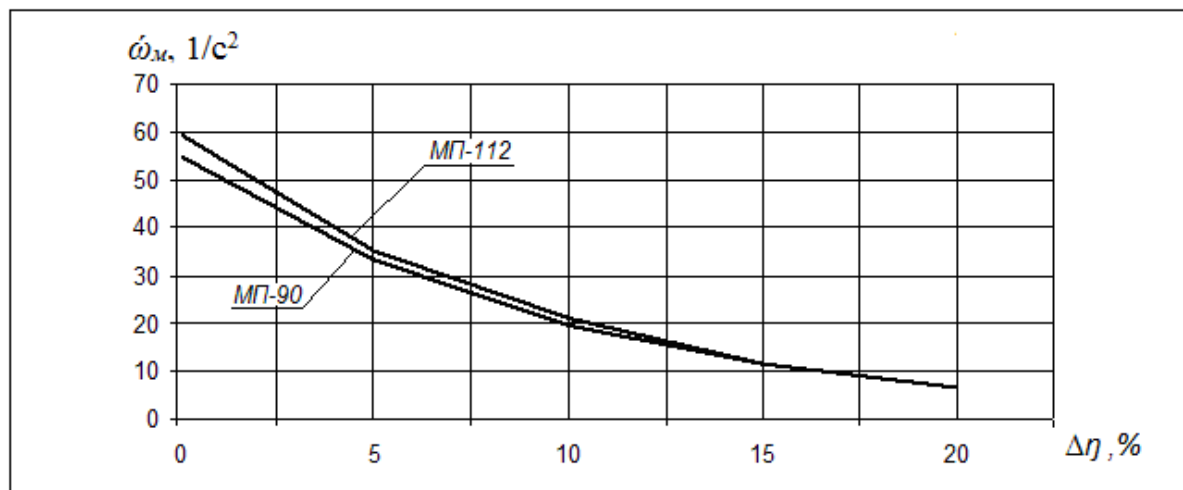


Рис. 6. Зависимости скорости увеличения угловой частоты вращения ротора мотора  $\dot{\omega}_m$  от уменьшения к.п.д. мотора МП-90,112

Полученные теоретическим путем диагностические признаки для определения коэффициента подачи насоса  $\Psi$  - скорость увеличения давления за насосом  $\dot{P}$ , а также для определения к.п.д. мотора  $\eta$  - скорость увеличения угловой частоты вращения ротора мотора  $\dot{\omega}_m$ , будут использоваться для разработки технологии диагностирования гидроприводов ГСТ - 90 и ГСТ-112 в процессе эксплуатации, а также на ремонтных предприятиях после ремонта.

4. Выбор методов измерения и датчиков, которые должны быть использованы для получения информации во время диагностирования, следует из обоснованных выше диагностических признаков:  $\dot{P}$ , Па/с и  $\dot{\omega}_m$ ,  $1/c^2$ .

Для регистрации  $\dot{P}$  необходимо применять датчик давления жидкости, который устанавливается в магистрали высокого давления за насосом, а также таймер времени, который регистрирует время достижения максимального значения давления.

Для регистрации  $\dot{\omega}_m$  необходимо применять датчик угловой частоты вращения ротора мотора (тахометр) и таймер времени, который регистрирует время достижения максимального значения угловой частоты вращения ротора.

Методический подход в разработке технологии диагностирования технического состояния гидростатического привода ГСТ-90,112 можно выразить схемой многоуровневой иерархии неисправностей, диагностических признаков и контролируемых параметров, которая представлена на рис. 7.

Разработанный методический подход позволяет выбрать процедуру мониторинга, которая обеспечивает максимальную чувствительность (меру точности) к обнаружению и скорости изменения диагностических признаков, что будет принято при разработке технологического процесса диагностирования.

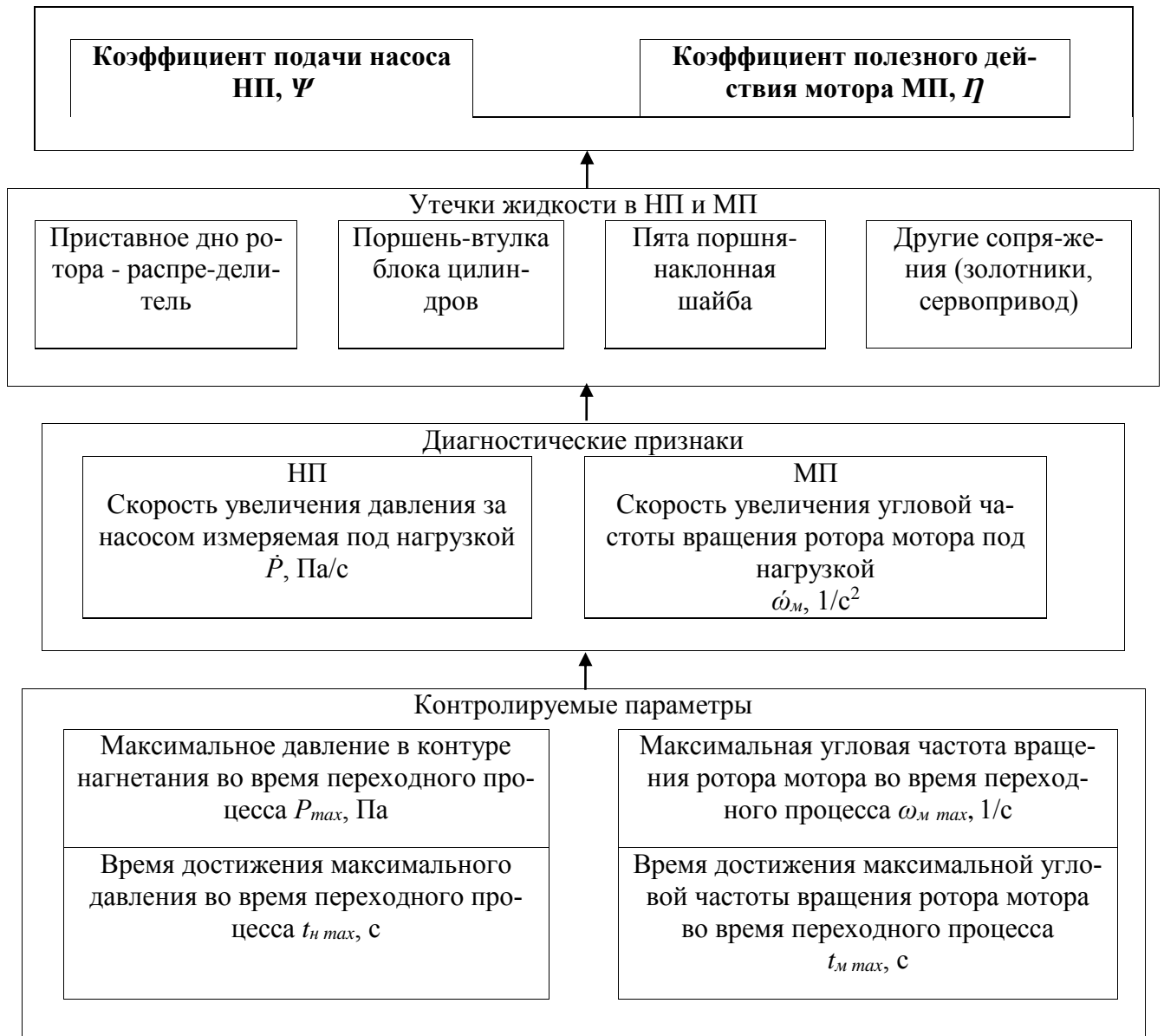


Рис. 7. Многоуровневая иерархическая схема диагностирования гидростатического привода

### Выводы

Проведены теоретические исследования динамики переходных процессов в поршневых насосах и моторах при различных утечках рабочей жидкости. Анализ динамики переходных процессов позволил установить, что чувствительными параметрами, которые изменяются при увеличении утечек в насосе и моторе, являются:

- время переходного процесса, при достижении которого происходит стабилизация рабочих параметров;
- амплитуда колебаний давления рабочей жидкости в контуре нагнетания и угловой частоты вращения ротора мотора;
- величина текущего значения давления и угловой частоты вращения ротора мотора на установившемся режиме;
- величина максимального давления и угловой частоты вращения ротора во время переходного процесса;
- время, когда давления и угловая частота вращения ротора достигают максимума.

Теоретическим путем обоснованы диагностические признаки для определения коэффициента подачи насоса и к.п.д. мотора - скорость увеличения давления за насосом  $\dot{P}$  и

скорость увеличения угловой частоты вращения ротора мотора  $\omega_m$ . Разработана многоуровневая иерархическая схема диагностирования гидростатического привода, которая учитывает утечки жидкости в насосе и моторе под нагрузкой.

### **Литература**

1. ДСТУ 2193-93 Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні умови.
2. Горбатов В.В. Аналіз впливу зміни технічного стану гідроприводів циклічної дії сільськогосподарських машин на перевитрати палива / Вісник ХНТУСГ, 2009. – Вип. 80. – с. 315-321.
3. Галин Д.А. Анализ технического состояния гидростатической трансмиссии ГСТ-90 // Повышение эффективности функционирования механических и энергетических систем: Сб. науч. тр. Морд. гос. ун-т им. Н.П. Огарева. – Саранск: «Красн. Окт.». – с. 117-120.
4. Башта Т.М. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.М. Башта, Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
5. Колганов Е.В. Обґрунтування інформативних діагностичних параметрів технічного стану об'ємного гідроприводу трансмісії ГСТ-90 / Вісник Дніпропетровського ДАУ, 2009. – № 2. – с. 71-74.
6. Романюк А.М., Романюк Ю.А. Тепловой баланс гидроприводов и определение их основных теплотехнических параметров / Науковий вісник Національного аграрного університету. – Київ: - 2004, – вип. 73, частина 2, с. 274-278.
7. Романюк А.М., Романюк Ю.А. Анализ неустановившегося температурного режима гидропривода / Науковий вісник Національного аграрного університету. – Київ: - 2005, – вип. 80, частина 12, с. 227-232.
8. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко, А.Т. Лебедев, В.А. Перегон, В.Б. Самородов, А.Н. Туренко. – Харьков: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с.
9. Кравчук В., Горбатов В. Методика визначення перевитрат палива при зміні технічного стану гідроприводів сільськогосподарських машин / MOTROL, LUBLIN, 2009, Vol. 11A, с. 239-246.
10. Волков А.В., Мищенко В.Ю. Методика испытаний по определению компонентов объемных потерь блоков питания / Электронный журнал “Труды МАИ”, вып.69, с. 100-110.
11. Бойко И. Г., Войтов А. В., Войтов В. А. Структурная идентификация математической модели диагностирования объемного гидропривода ГСТ-90,112 / Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК – К., 2015. – Вип. 226, с. 124-132.
12. Войтов А. В., Бойко И. Г. Параметрическая идентификация динамической модели переходных процессов в поршневых гидронасосах и гидромоторах / Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. –Харків: ХНТУСГ, - 2016. – Вип. 3, с. 124-132.
13. ГОСТ Р 13379 – 2009 Контроль состояния и диагностика машин. Руководство по интерпретации данных и методах диагностирования. –М.: Стандартиформ, 2009. -23 с.
14. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. –М.: Наука, 1969. -576 с.

**Voitov A.V. Modeling of the dynamics transient processes and validation diagnostic parameters of the technical condition of the capacity hydraulic drive GTS-90, 112.**

The theoretical research of dynamics of transient processes in piston pumps and motors with different leakage of the working fluid. The results allow to choose the monitoring procedure, which ensures maximum sensitivity (a measure of accuracy) to detect and change the speed of diagnostic signs. Theoretical way substantiated diagnostic features to determine the pump flow rate and efficiency motor - the rate of increase of the pump pressure and the rate of increase of the motor rotor angular speed. A multi-level hierarchical scheme diagnosis of the hydrostatic drive that considers fluid leaks in the pump and the motor under load.

**Keywords:** modeling a piston pump; hydraulic drive; diagnostics; piston engine; piston pump; time constants; gain factors; transient processes.

### References

1. DSTU 2193-93 Hydraulic volume. Capacity pumps and motors. General specifications.
2. V. Gorbатов Analysis of the impact of changes in the technical state of cyclic action hydraulic agricultural machinery for overrun fuel / Bulletin KNTUA, 2009. - № 80 - p. 315-321.
3. Galin DA Analysis of the technical state of the hydrostatic transmission GTS-90 // Increasing the efficiency of mechanical and energy systems: Coll. scientific. tr. Mord. state. Univ them. NP Ogarev. - Saransk: "Red. October. ". - from. 117-120.
4. Basta TM Technical diagnostics of hydraulic drives / TM Basta, TV Alekseev, VD Babanskaya. - M.: Engineering, 1989. - 264 p.
5. KOLGANOV EV Justification informative diagnostic parameters of technical condition of capacity hydraulic transmission HRT-90 / Bulletin of Dnipropetrovsk State Agrarian University, 2009. - № 2. - p. 71-74.
6. Romanyuk AM, Yuri Romanyuk The heat balance of hydraulic drives and determine their basic thermal parameters / News National science agrarian university. - Singapore: - 2004 - № 73 Part 2, p. 274-278.
7. Romanyuk A.M., Yuri Romanyuk. Analysis of unsteady temperature hydraulic drive / News National science agrarian university. - Singapore: - 2005 - № 80 Part 12, p. 227-232.
8. Dynamics of transport and traction of wheeled and tracked vehicles / EE Alexandrov, DO Volontsevich, VA Karpenko, AT Lebedev, VA Driving, VB Samorodov, AN Turenko. - Kharkiv: Publishing HGADTU (Hadi), 2001. - 642 p.
9. V. Kravchuk, Gorbатов B. Method for determining fuel consumption by changing the technical condition of hydraulic agricultural machinery / MOTROL, LUBLIN, 2009, № 11A, c. 239-246.
10. Volkov A.V., Mishchenko V.Y. Test method to determine the components of volumetric loss power supplies / Electronic journal "Proceedings of the MAI" №.69, c. 100-110.
11. Boiko I.G. Voitov A.V., Vojtov V.A. Structural identification of the mathematical model of diagnosing capacity hydraulic drive GTS-90.112 / Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: APC equipment and energy - K., 2015. - № 226, p. 124-132.
12. Voitov A.V., Boiko I.G. Parametric identification dynamic model of transient processes in piston pumps and hydraulic motors / Technical service the agricultural, forestry and transport systems. -Kharkiv: HNTUSG - 2016. -№ 3, p. 124-132.
13. GOST R 13379 - 2009 Condition monitoring and diagnostics of machines. Guidelines on the interpretation of data and methods of diagnosis. -M.: Standartinform, 2009. -23 p.
14. Wentzel ES Probability. -M.: Science, 1969. -576 p.