

УДК 69.002.5 – 82

## РАЗВИТИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ЭКСКАВАТОРА

*А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай, В.Ф. Тамело  
Белорусский национальный технический университет*

*Разработан принцип объемного деления потока рабочей жидкости насоса гидравлического привода рабочих органов дорожно-строительных машин. Применение двухпоточной насосной установки в составе насоса и дискретного гидрораспределителя гидравлического привода технологического оборудования универсального экскаватора позволит уменьшить количество насосов и отказаться от крупногабаритного и материалоемкого раздаточного редуктора привода насосов. На основании математического моделирования определены рациональные параметры дискретного гидрораспределителя.*

Одной из тенденций развития дорожно-строительного машиностроения является создание мобильных, специализированных высокопроизводительных машин большой единичной мощности, выполняющих за один проход комплекс технологических операций. Эффективность работы машины строительного комплекса напрямую зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции. Возможности реализации объединения ряда активных и пассивных рабочих органов в одной машине ограничиваются технологической совместимостью, габаритами, системой отбора мощности силовой установки на привод оборудования. Формирование рациональной системы приводов ходового и технологического оборудования является первоочередной задачей, определяющей в конечном итоге состав комплекта машин, реализующих технологический процесс.

В настоящее время наиболее перспективным типом передачи мощности от двигателя к рабочему оборудованию машин строительного комплекса является объемный гидропривод. При известных достоинствах гидропривода, он имеет один существенный недостаток: сложность деления потока мощности на несколько потребителей. При разветвлении гидравлической магистрали появляется гидродифференциальная связь между потребителями: потребитель с низким потреблением мощности неизбежно приведет к падению давления во всем контуре, что не позволит потребителю, оказавшемуся в более тяжелых услови-

ях, развить необходимое усилие либо крутящий момент. В гидроприводе поток мощности может быть разделен применением специальных следящих систем, либо путем добавления в цепь механических и электрических приводов.

В полноповоротных гидравлических экскаваторах [1], [2] (рис. 1) рабочий цикл копания практически целиком построен на совмещении двух движений: опускание стрелы  $b$  и напор рукояти  $8$ ; напор рукояти  $8$  и поворот ковша  $10$ ; подъем либо опускание стрелы  $b$  и поворот платформы  $2$  – в отвал либо в забой. Наличие дифференциальной связи между гидроцилиндрами сделает выполнение работ невозможным: вместо подъема стрелы  $b$  с поворотом платформы  $2$  стрела  $b$  начнет опускаться за счет возрастания скорости поворота платформы  $2$ . Отказ же от совмещения рабочих движений уменьшит производительность экскаватора практически вдвое.

Выход из сложившейся ситуации был найден в применении на полноповоротных экскаваторах сдвоенных насосов [2], [3]. В экскаваторе ЭО-3122 и ряде других, аналогичных машин, применяется двухпоточный насос регулируемый серии 321.224 А, представляющий собой картер большого размера, внутри которого устанавливаются два однопоточных насоса, гидроцилиндр поворота их блоков цилиндров для регулирования рабочего объема и зубчатая раздаточная коробка. Габарит двухпоточного насоса превышает габарит каждого однопоточного насоса в 6...10 раз. Соответственно стоимость двухпоточного насоса высока.

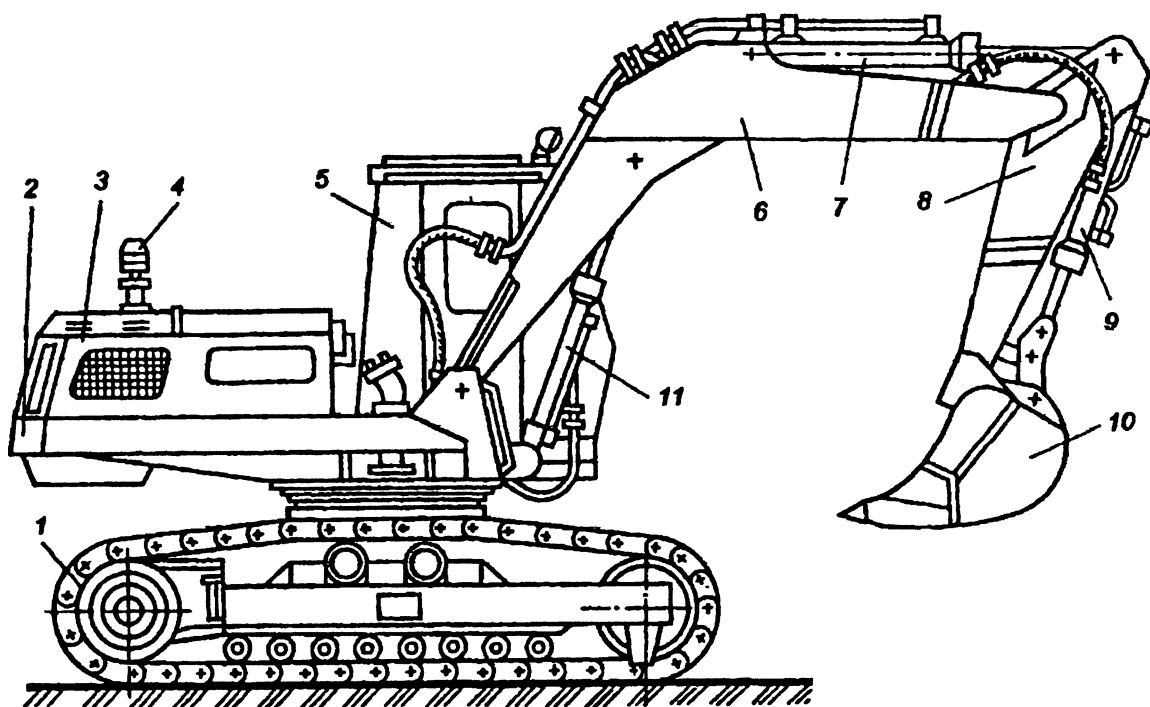


Рис. 1. Гидравлический гусеничный экскаватор 3-й размерной группы ЭО-3122 с оборудованием «обратная лопата»:

1 – ходовая тележка; 2 – поворотная платформа; 4 – силовая установка; 5 – кабина; 6 – стрела; 7, 9, 11 – гидроцилиндр рукояти, ковша и стрелы; 8 – рукоять; 10 – ковш

Резервом рационализации гидравлического объемного привода полноповоротных гидравлических экскаваторов [2], [3] является применение двухпоточных насосных установок на базе одного насоса переменной производительности, оснащенного гидравлическим агрегатом деления потока рабочей жидкости объемного типа. Основу насосной установки (рис. 2) составляет однопоточный аксиально-поршневой насос 11, оснащенный делителем потока 12 рабочей жидкости насоса 11 [4]. Распределительные устройства образуют две группы 9, 10. Группа распределителей 9 питается от одной магистрали делителя потока 12, а группа распределителей 10 – от второй магистрали. При нейтральном положении золотников группы распределителей 9 поток рабочей жидкости насоса 11 питает исполнительные механизмы, управляемые с помощью группы распределительных устройств 10. Таким образом, участвующие в рабочем цикле исполнительные механизмы, управляемые с помощью группы распределительных устройств 9, питаются от одной магистрали делителя потока 12, а в механизмы стрелы, рукояти и ковша, управляемые группой распределительных устройств 10, может посту-

пать полный силовой поток рабочей жидкости насоса 11.

На основе положений дискретной гидравлики [5] авторами разработан принцип объемного деления потока рабочей жидкости, состоящий в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей [6], [7], предложены основные технические решения дискретных гидрораспределителей роторного типа [8]. Конструктивно дискретный гидрораспределитель может быть реализован в виде отдельного агрегата (рис. 3), устанавливаемого на корпус насоса с приводом ротора дискретного гидрораспределителя от приводного вала насоса, на фланец насоса в качестве промежуточного агрегата между механизмом привода и насосом серийного исполнения, либо интегрироваться в конструкцию насоса [9], [10], [11] с доработкой существующей конструктивной схемы.

При работе дискретного гидрораспределителя рабочая жидкость насоса поступает через канал 7 в полости продольных каналов 4 равномерно вращающегося ротора 1, откуда периодически – в полости продольных каналов 5, 6 распредели-

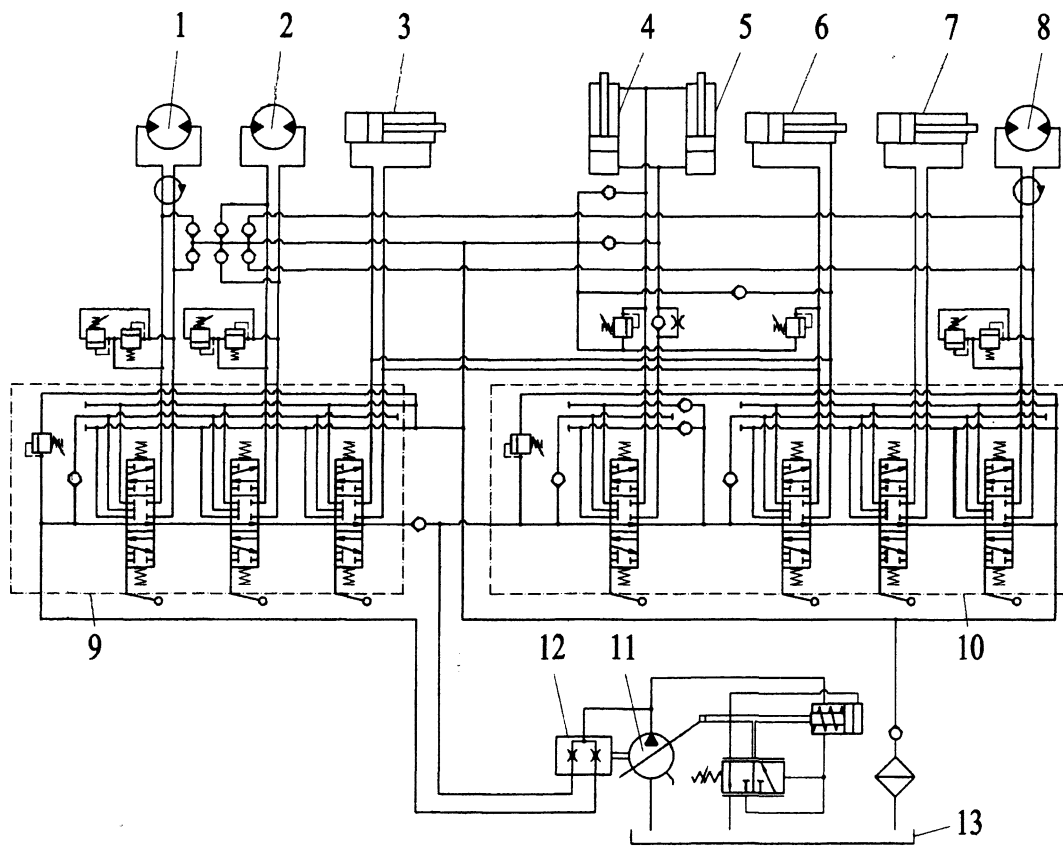


Рис. 2. Типовая гидравлическая схема универсального полноповоротного экскаватора: 1, 8 – гидромоторы усеничного хода; 2 – гидромотор поворота платформы; 3 – гидроцилиндр поворота верхней секции стрелы; 4, 5 – гидроцилиндр подъема-опускания стрелы; 6 – гидроцилиндр поворота рукояти; 7 – гидроцилиндр поворота ковша; 9, 10 – блоки гидрораспределителей; 11 – насос; 12 – делитель потока; 13 – бак

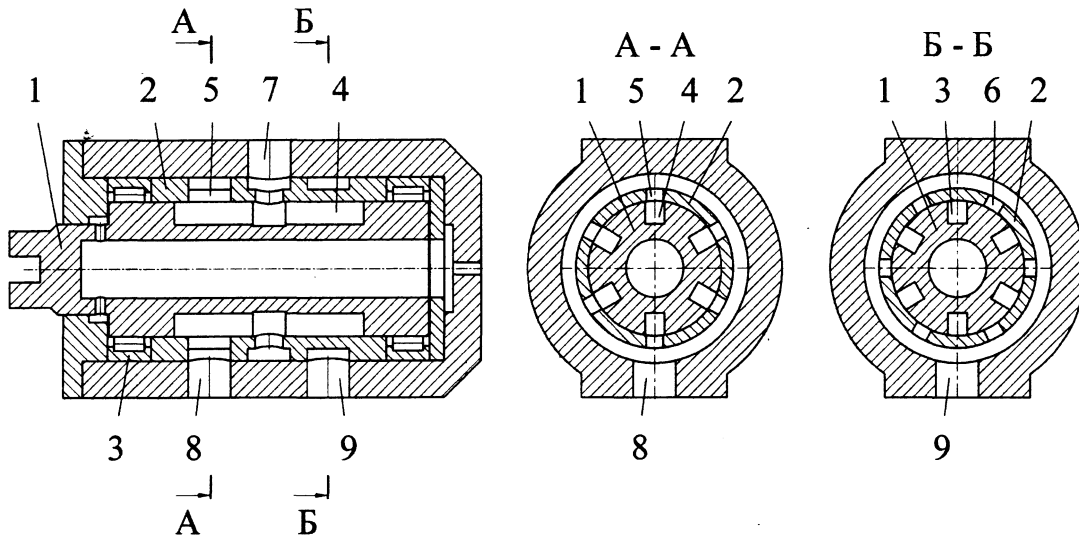


Рис. 3. Конструктивная схема ДГ:

1 – ротор; 2 – распределительная втулка; 3 – подшипник качения; 4, 5, 6 – продольный канал ротора, распределительной втулки; 7 – канал подключения насоса, бака; 8, 9 – канал подключения потребителя

тельной втулки 2 и через каналы 8, 9 – в напорные магистрали потребителей. Для определения основных параметров дискретного гидрораспределителя рассмотрим его работу в режиме деления потока рабочей жидкости насоса в двухмоторном гидроприводе [12] (рис. 4).

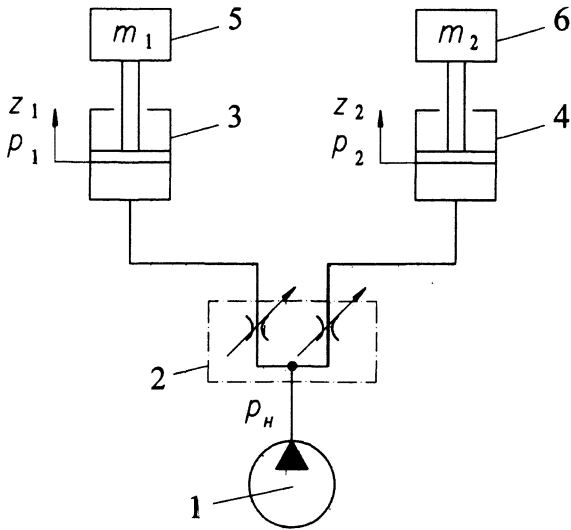


Рис. 4. Динамическая схема двухмоторного гидропривода при работе дискретного гидрораспределителя в режиме деления потока рабочей жидкости насоса:

1 – насос; 2 – дискретный гидрораспределитель; 3, 4 – исполнительный гидроцилиндр; 5, 6 – груз

Математическая модель двухмоторного гидропривода (1) [13] разработана на основании методик расчета [14]

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_n}{dt} &= \frac{Q_n - \sum_{i=1}^2 Q_{oi}}{\psi V_{zh}} \\ \frac{dp_i}{dt} &= \frac{Q_{oi} - F_i \frac{dz_i}{dt}}{\psi (F_i z_i + f l_i)} - \frac{\rho l_i}{f} \frac{d^2 Q_{oi}}{dt^2} - \frac{8 \pi \rho \nu l_i}{f^2} \frac{d Q_{oi}}{dt} \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left( F_i p_i - P_i - k_u \frac{dz_i}{dt} - P_{mpi} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right) \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $z_i$  – координата поршня исполнительного цилиндра 3, 4;  $F_i$  – площадь поршня исполнительно-

го цилиндра 3, 4;  $m_i$  – масса груза 5, 6 и подвижных частей, приведенная к поршню;  $P_{mpi}$  – сила трения;  $P_i$  – сила сопротивления подъему груза 5, 6;  $p_n, p_i$  – давление в полости насоса 1, исполнительного гидроцилиндра 3, 4;  $Q_n$  – объемная подача насоса 1;  $Q_{oi}$  – подача рабочей жидкости в напорную магистраль  $i$ -го исполнительного гидроцилиндра 3, 4;  $\psi$  – коэффициент податливости рабочей жидкости;  $V_{zh}, l_n$  – объем гидравлического гасителя в цепи насоса 1 и длина трубопроводов, соединяющих насос 1 с гидравлическим гасителем и ДГ;  $f$  – площадь проходного сечения всех гидролиний;  $l_i$  – длина трубопровода от ДГ до исполнительного гидроцилиндра 3, 4;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости.

Эффективность работы дискретного гидрораспределителя оценивается по величине гидравлического аппарата КПД<sub>ГА</sub> ( $\bar{\eta}_{га}$ ) [5], учитывающего потери мощности при течении рабочей жидкости через дискретный гидрораспределитель, и параметра  $k_{z2}$ , учитывающего рассогласования перемещения поршней исполнительных гидроцилиндров.

Параметры, определяющие работу двухмоторного гидропривода: режим нагружения двухмоторного гидропривода; дискретизация потока рабочей жидкости дискретным гидрораспределителем; соотношение геометрических параметров рабочих камер дискретного гидрораспределителя; объемы гидравлических полостей на участках насос – дискретный гидрораспределитель. Математическое моделирование двухмоторного гидропривода с дискретным гидрораспределителем, работающим в режиме деления потока рабочей жидкости, проводим для условий работы: насос 310.456 с подачей  $Q = 1330 \times 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$  работает с двумя гидроцилиндрами с диаметрами поршней 0,12 м с нагрузкой, задаваемой параметром  $k_{но} = (P_1/P_2)$ , изменяющимся в пределах 0,125–1,00 при нагрузке  $P_2 = 200 \text{ кН}$ . При расчете принимались числовые значения параметров:  $f = 3,8 \times 10^{-4} \text{ м}$ ;  $\psi = 1,5 \times 10^{-9}$ ;  $P_{mpi} = 0,1 P_i$ ;  $k_u = 0,15$ ;  $\zeta = 0,5$  [14].

Решая систему дифференциальных уравнений (1), и аппроксимируя результаты математического моделирования, получим зависимости КПД<sub>ГА</sub> и параметра  $k_{z2}$  от параметров дискретного гидрораспределителя:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{za} &= 0,996 + 0,036k_{нд} + 0,005\kappa - 0,014k_{нд}^2 - 0,001k_{нд}\kappa. \\ k_{z2} &= 0,915 + 0,121k_{нд} - 0,063\kappa - 0,017k_{нд}^2 + 0,556k_{нд}\kappa. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{za} &= 1,197 - 0,028k_{нд} - 0,284k_{Q2} - 0,094k_{нд}^2 + 0,034k_{Q2}^2 + 0,169k_{нд}k_{Q2}. \\ k_{z2} &= 0,292 - 0,237k_{нд} + 0,372k_{Q2} + 0,353k_{нд}^2 - 0,032k_{Q2}^2 + 0,303k_{нд}k_{Q2}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{za} &= 0,901 + 0,162k_{нд} + 0,268 \cdot 10^{-3}\omega - 0,091k_{нд}^2 - 0,291 \cdot 10^{-6}\omega^2 - 0,116 \cdot 10^{-3}k_{нд}\omega. \\ k_{z2} &= 0,876 + 0,361k_{нд} - 0,002\omega - 0,199k_{нд}^2 + 0,144 \cdot 10^{-5}\omega^2 + 0,002k_{нд}\omega. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{za} &= 0,982 + 0,024k_{нд} - 30,23V_{zn} - 0,012k_{нд}^2 + 21,42k_{нд}V_{zn}. \\ k_{z2} &= 0,791 - 0,062k_{нд} - 4266V_{zn} + 0,433k_{нд}^2 + 3811 \cdot 10^3V_{zn}^2 + 2715k_{нд}V_{zn}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где  $k_{нд} = (P_1/P_2)$  – параметр нагружения рабочих магистралей дискретного гидрораспределителя  $\kappa$  – параметр дискретизации потока рабочей жидкости;  $k_{Q2}$  – параметр, определяющий соотношение геометрических размеров рабочих камер дискретного гидрораспределителя;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора дискретного гидрораспределителя.

Анализ уравнений регрессии (2) показал, что дискретный гидрораспределитель обеспечивает независимость нагрузочного режима работы кон-

тура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. Максимальное значение КПДга достигается при равенстве нагрузок напорных магистралей потребителей (рис. 5) и увеличивается с увеличением параметра  $\kappa$ , что объясняется уменьшением дискретного объема рабочей жидкости, поступающей в напорную магистраль потребителя при каждом цикле работы дискретного гидрораспределителя, и снижения динамичности работы гидропривода.

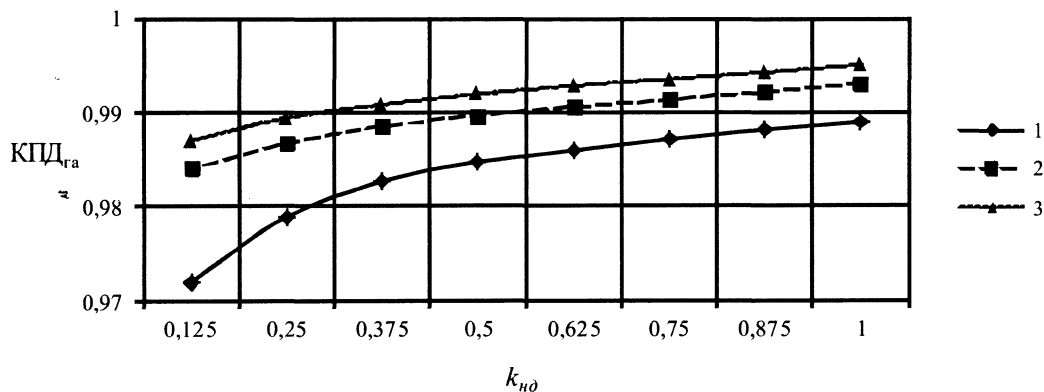


Рис. 5. Зависимость КПДга от параметров нагружения  $k_{нд}$  и дискретизации  $k$  потока рабочей жидкости: 1 –  $k = 3$ ; 2 –  $k = 6$ ; 3 –  $k = 9$

Следует отметить, что наиболее существенно КПДга увеличивается при увеличении параметра  $\kappa$  с 1 до 3. При дальнейшем увеличении параметра  $\kappa$  величина КПДга изменяется незначительно. Уменьшение параметра  $k_{нд}$  и увеличение параметра  $\kappa$  приводит к пропорциональному уменьшению параметра  $k_{z2}$ . На основании полученных результатов можно считать рациональным интервал значений параметра  $\kappa = 4-6$ , обеспечивающий высокое значение КПДга и относительно не-

большое снижение параметра  $k_{z2}$  при изменении нагрузок напорных магистралей потребителей в широком диапазоне.

Анализ работы многомоторного гидропривода (3) при синхронизации работы исполнительных гидроцилиндров ( $k_{z2} = 1$ ) показывает, что диапазон изменения параметра  $k_{Q2}$  и КПДга при уменьшении параметра нагружения  $k_{нд}$  исполнительных гидроцилиндров уменьшается при уменьшении параметра  $\kappa$  (рис. 6).

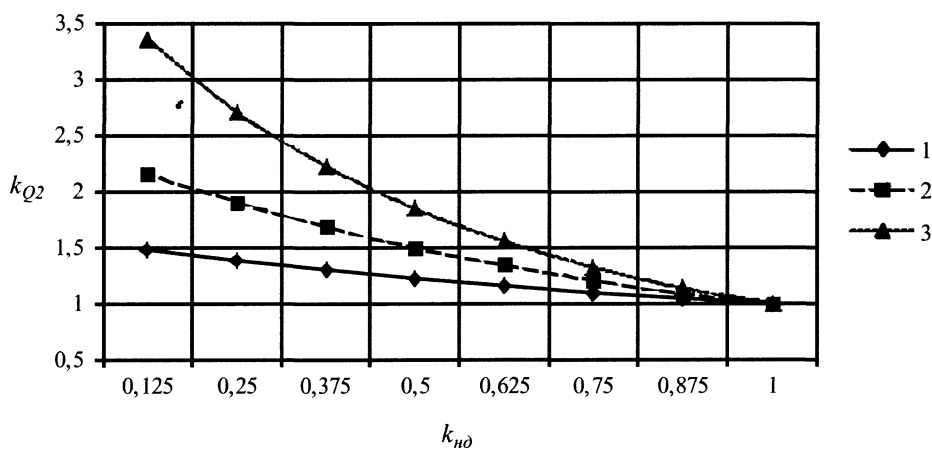


Рис. 6. Зависимость параметра  $k_{Q2}$  от параметров нагружения  $k_{н0}$  и дискретизации  $k$  потока рабочей жидкости: 1 –  $\kappa = 3$ ; 2 –  $\kappa = 6$ ; 3 –  $\kappa = 9$

Конструктивную схему дискретного гидрораспределителя, обеспечивающего синхронизацию работы исполнительных гидроцилиндров, следует формировать со значениями параметра  $\kappa = 3-4$ , обеспечивающими минимальное снижение КПД<sub>ра</sub> при изменении параметра нагружения  $k_{н0}$  в широком диапазоне.

При увеличении  $\omega$  параметр КПД<sub>ра</sub> увеличивается благодаря снижению динамичности работы гидропривода (4), а параметр  $k_{z2}$  уменьшается. Максимальное значение КПД<sub>ра</sub> достигается при  $\omega = 188,4-314,0$  рад/с, что соответствует рабочему диапазону угловых скоростей вращения вала насоса.

При увеличении объема  $V_{зн}$  параметр  $k_{z2}$  уменьшается (5). Увеличение объема  $V_{зн}$  способствует появлению дифференциального эффекта. Рациональные значения параметра  $k_{z2}$  достигаются при  $V_{зн} = (0,5-1,0)q$  (здесь  $q$  – рабочий объем насоса), что эквивалентно длине рукава высокого давления  $l_i = 0,07-0,14$  м. КПД<sub>ра</sub> имеет максимальное значение при  $V_{зн} = (0,5-1,0)q$ , и снижается при увеличении объема  $V_{зн}$ . Дискретный гидрораспределитель должен устанавливаться рядом с насосом, либо интегрироваться в его конструкцию. Моделирование показало, что изменение величин  $f_i$  не влияет на параметры КПД<sub>ра</sub> и  $k_{z2}$ .

Проведенный анализ работы двухмоторного гидропривода, оснащенного дискретным гидрора-

спределителем, работающим в режиме деления и суммирования потоков рабочей жидкости, показал: дискретный гидрораспределитель обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок; рациональным значением параметра дискретизации потока рабочей жидкости является интервал значений параметра  $\kappa = 4-6$ ; дискретный гидрораспределитель должен устанавливаться возле насоса, либо интегрироваться в его конструкцию; максимальное значение параметров эффективности КПД<sub>ра</sub> и  $k_{z2}$  достигается при угловой скорости ротора, совпадающей с угловой скоростью вала насоса; дискретный гидрораспределитель обеспечивает возможность изменения параметров подачи рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей в широком диапазоне за счет изменения геометрических параметров.

Таким образом, разработка и применение насосной установки в составе насоса и дискретного гидрораспределителя гидравлического привода технологического оборудования экскаватора позволит уменьшить количество насосов гидропривода, отказаться от крупногабаритного и материалоемкого раздаточного редуктора привода насосов. На основании математического моделирования определены рациональные параметры дискретного гидрораспределителя.

#### Литература

1. Белецкий, В.Ф. Строительные машины и оборудование: Справочное пособие для производственников-механизаторов, инженерно-технических работников строительных организаций, а также студентов строительных вузов, факультетов и техникумов. Изд. второе, перераб. и дополн. / В.Ф. Белецкий, И.Г. Булгакова. – Ростов н/Д: Феникс, 2005 – 608 с. – (Строительство).

2. Добронравов, С.С. Строительные машины и основы автоматизации: Учеб. для строит. вузов / С.С. Добронравов, В.Г. Дронов. – М.: Высш. шк., 2001. – 575 с.
3. Строительные машины: Справочник: В 2 т. Т. 1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / А.В. Раннев, В.Ф. Корелин, А.В. Жаворонков и др.; Под общ. Ред. Э.Н. Кузина. – 5-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1991 – 496 с.
4. Гидравлическая система экскаватора: пат. 4818 Респ. Беларусь, F16H 61/40, F15B 11/00 / А.И. Чапля, А.Я. Котлобай, Ю.В. Костко, С.В. Кондратьев, В.Ф. Тамело, А.А. Котлобай; заявитель Белорусский национальный технический университет. – № и 20080350; заявл. 25.04.2008; опубл. 30.10.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 5.
5. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991 – 384. с.
6. Коробкин, В.А. Агрегаты дискретного действия гидроприводов строительных и дорожных машин / В.А. Коробкин, А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай // Строительные и дорожные машины. – 2010. – №5. – С. 43–46.
7. Бусел, А.В. Моделирование дискретного гидрораспределителя гидропривода строительных и дорожных машин / А.В. Бусел, А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай, В.Ф. Тамело // Новости науки и технологий. – 2014. – №2. – С. 22–30.
8. Модульная дозирующая система: пат. 63880 Российская Федерация, МПК F15B 11/22 / В.А. Коробкин, А.Я. Котлобай, А.Н. Ивановский, Ю.А. Андрияненко, Б.А. Луцков, А.А. Котлобай; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № и 2006146474/22; заявл. 25.12.2006; опубл. 10.06.2007. Бюл. №16.
9. Гидронавесная система технологической машины: пат. 72029 Российская Федерация, МПК F16H 61/44 / В.А. Коробкин, А.Я. Котлобай, Ю.А. Андрияненко, Б.А. Луцков, А.А. Котлобай; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № и 2007142825/22; заявл. 19.11.07; опубл. 27.03.08 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 9.
10. Насос шестеренный: пат. 66449 Российская Федерация, МПК F15B 11/22 / В.А. Коробкин, А.Я. Котлобай, А.Н. Ивановский, Ю.А. Андрияненко, Б.А. Луцков, А.А. Котлобай; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № и 2007115524/22; заявл. 24.04.2007; опубл. 10.09.2007. Бюл. №25.
11. Аксиально-поршневая гидромашин: пат. 66448 Российская Федерация, МПК F15B 11/22 / В.А. Коробкин, А.Я. Котлобай, А.Н. Ивановский, Ю.А. Андрияненко, Б.А. Луцков, А.А. Котлобай; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № и 2007114103/22; заявл. 13.04.2007; опубл. 10.09.2007. Бюл. №25.
12. Богданович, Л.Б. Гидравлические приводы: Учеб. пособие для вузов / Л.Б. Богданович. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1980. – 232 с.
13. Коробкин, В.А. Модернизация строительных и дорожных машин на основе создания гидравлических агрегатов нового поколения / В.А. Коробкин, А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай, В.Ф. Тамело // Новости науки и технологий. – 2012. – №1. – С. 20–27.
14. Метлюк, Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.