

УДК 625.7/8-82-229.384

Гидравлические агрегаты систем приводов инженерных машин

Котлобай А. Я., Котлобай А. А.

Белорусский национальный технический университет

Эффективность работы многофункциональных инженерных машин зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции. Системы отбора мощности силовой установки на привод ходового оборудования и активных рабочих органов инженерных машин развиваются по пути использования объемных гидравлических приводов. Одним из направлений повышения тягово-сцепных качеств полноприводных многофункциональных дорожно-строительных машин является независимый привод мостов, достигаемый увеличением числа насосов. Увеличение удельного веса механической части привода отрицательно сказывается на габаритных возможностях машины по размещению технологического оборудования. Велика трудоемкость создания механической части привода ходового оборудования многофункциональных машин, поскольку машиностроительные предприятия, выпускающие такие машины малыми сериями, не располагают технологической базой современного уровня для изготовления конкурентоспособных систем механических приводов.

Существенным резервом рационализации гидравлических объемных много моторных приводов является уменьшение удельного веса механических передач в кинематической цепи привода ходового оборудования. Это позволит уменьшить количество насосов гидропривода, отказаться от крупногабаритного и материалоемкого раздаточного редуктора привода насосов. Такая задача может решаться созданием

насосного агрегата в составе однопоточного насоса и агрегата деления потока рабочей жидкости насоса.

Гидрообъемная трансмиссия привода ходового оборудования машины

Рассмотрим одно из направлений технической реализации гидрообъемной трансмиссии привода ходового оборудования полноприводной многофункциональной дорожно-строительной машины. Основу насосного моноагрегата гидрообъемной трансмиссии составляет однопоточный регулируемый аксиально-поршневой насос хода, оснащенный дискретным гидрораспределителем ДГ (НХ+ДГ), обеспечивающим деление и суммирование потоков рабочей жидкости насоса хода НХ, шестеренный насос подпитки НП (рис. 1). Насосный моноагрегат (НХ+ДГ) обеспечивает питание гидромоторов с регулируемыми объемами МР1, МР2 привода мостов тяговой машины. Изменение скорости тяговой машины осуществляется изменением производительности насоса НХ посредством изменения угла наклона шайбы насоса НХ. Рабочие полости гидроцилиндра управления наклонной шайбой насоса НХ связаны с гидравлическим контуром насоса подпитки НП и баком Б посредством гидрораспределителя управления РУН, представляющего собой трехпозиционный золотник следящего действия с обратной связью. Для оптимизации режимов работы пневмоколес переднего и заднего мостов ДГ обеспечивает одинаковую подачу рабочей жидкости по гидромоторам МР1, МР2, работая в режимах деления потока и суммирования потоков рабочей жидкости при прямом и обратном ходе. Гидропривод мостов тяговой машины выполнен по замкнутой схеме и включают контур подпитки КПН, клапан давления подпитки КДП. Всасывающая магистраль насоса НП связана с баком Б гидросистемы.

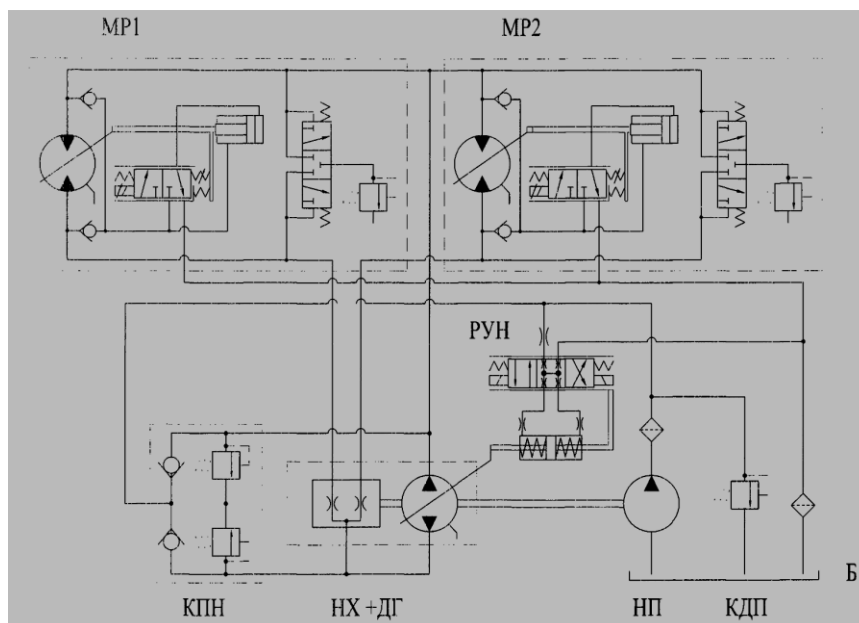


Рисунок 1 – Принципиальная схема гидропривода ходового оборудования полноприводной машины

Гидравлический привод ходового и рабочего оборудования экскаватора

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. Резервом рационализации гидравлического объемного привода полноповоротных гидравлических экскаваторов 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. 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 поступать полный силовой поток рабочей жидкости насоса 11.

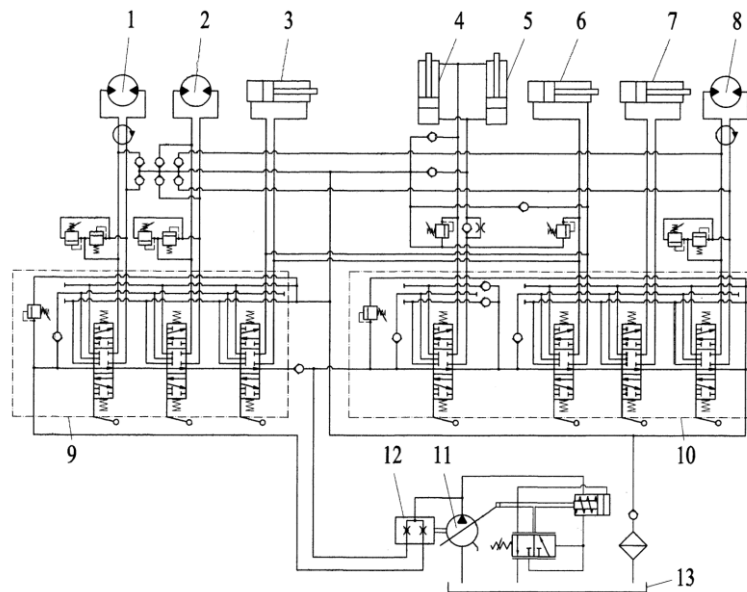


Рисунок 2 – Типовая гидравлическая схема универсального полноповоротного экскаватора: 1, 8 – гидромоторы гусеничного хода; 2 – гидромотор поворота платформы; 3 – гидроцилиндр поворота верхней секции стрелы; 4, 5 – гидроцилиндр подъема-опускания стрелы; 6 – гидроцилиндр поворота рукояти; 7 – гидроцилиндр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

Математическое моделирование двухмоторного гидропривода

На основе положений дискретной гидравлики авторами разработан принцип объемного деления и суммирования потоков рабочей жидкости, состоящий в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей, предложены основные технические решения дискретных гидрораспределителей роторного типа, работающих в режимах деления и суммирования потоков рабочей жидкости.

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 с доработкой существующей конструктивной схемы.

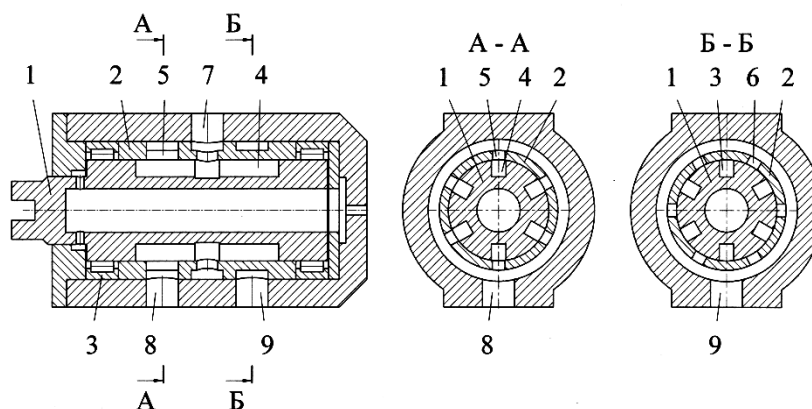


Рисунок 3 – Конструктивная схема ДГ: 1 – ротор; 2 – распределительная втулка; 3 – подшипник качения; 4, 5, 6 – продольный канал ротора, распределительной втулки; 7 – канал подключения насоса, бака; 8, 9 – канал подключения потребителя

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 распределительной втулки 2 и через каналы 8, 9 – в напорные магистрали потребителей.

Для определения основных параметров дискретного гидрораспределителя рассмотрим его работу в режимах деления и суммирования потоков рабочей жидкости в двухмоторном гидроприводе (рис. 4).

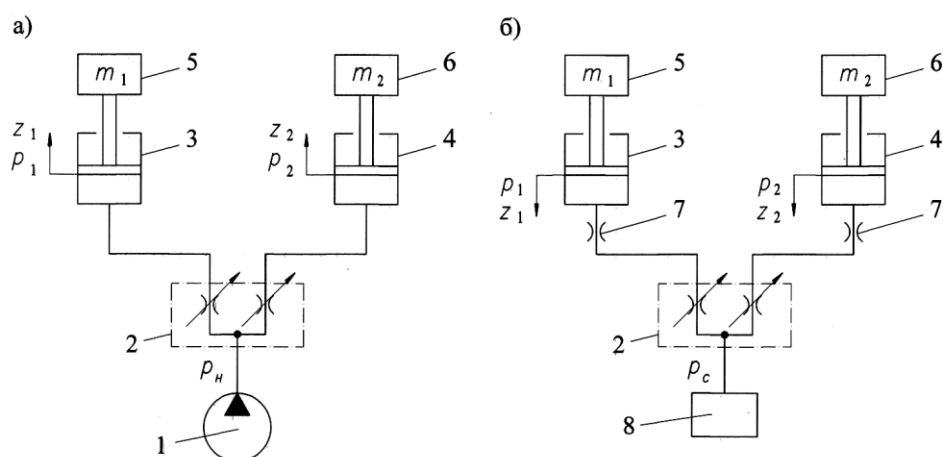


Рисунок 4 – Динамическая схема двухмоторного гидропривода при работе дискретного гидрораспределителя в режиме: а – деления потока рабочей жидкости; б – суммирования потоков рабочей жидкости: 1 – насос; 2 – дискретный гидрораспределитель; 3, 4 – исполнительный гидроцилиндр; 5, 6 – груз; 7 – нагрузочный дроссель; 8 – потребитель

Переходные процессы при работе дискретного гидрораспределителя в режиме деления и суммирования потоков рабочей жидкости описываются системами дифференциальных уравнений (1), (2), полученными на основании методик расчета

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

(1)

где z_i – координата поршня исполнительного цилиндра 3, 4; F_i – площадь поршня исполнительного 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 в напорную магистраль i -го исполнительного гидроцилиндра 3, 4; ψ – коэффициент податливости рабочей жидкости; V_{zn} , 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 гидрوليний; l_i – длина трубопровода от ДГ до исполнительного гидроцилиндра 3, 4; ρ – плотность рабочей жидкости; ζ – коэффициент местного сопротивления; ν – кинематический коэффициент вязкости.

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} &= \frac{F_i \frac{dz_i}{dt} - Q_{ni}}{\psi (V_i - F_i z_i + fl_i)} \\ \frac{dp_{ni}}{dt} &= \frac{Q_{ni} - Q_{oi}}{\psi (V_{zni} + fl_{ni})} \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left(P_i - p_i F_i - k_u \frac{dz_i}{dt} - P_{mpi} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где p_c, p_{ni} – давление в магистрали потребителя 8, и после нагрузочного дросселя 7; Q_{ni} – расход рабочей жидкости через нагрузочный дроссель 7; l_i – длина гидролиний от исполнительного гидроцилиндра 3, 4 до нагрузочного дросселя 7; V_{zni}, l_{ni} – объем полости гидравлического гасителя в гидролинии и длина трубопровода от нагрузочного дросселя 7 до ДГ; $V_i = F_i z_{i\max}$ – объем поршневой полости исполнительного гидроцилиндра 3, 4 в исходном положении.

Эффективность работы дискретного гидрораспределителя оценивается по величине гидравлического КПД_{га} аппаратов ($\bar{\eta}_{га}$), учитывающего потери мощности при течении рабочей жидкости через дискретный гидрораспределитель, и параметр k_{z2} , учитывающий рассогласования перемещения поршней исполнительных гидроцилиндров.

Параметры, определяющие работу многомоторного гидропривода: режим нагружения многомоторного гидропривода; дискретизация потока рабочей жидкости дискретным гидрораспределителем; соотношение геометрических параметров рабочих камер дискретного гидрораспределителя; объемы гидравлических полостей на участках насос – дискретный гидрораспределитель (деление потока рабочей жидкости), и нагрузочный дроссель – дискретный гидрораспределитель (суммирование потоков рабочей жидкости). Математическое моделирование двухмоторного гидропривода с дискретным гидрораспределителем, работающим в режиме деления потока рабочей жидкости, проводим для условий работы: насос 310.4.56 с подачей $Q = 1330 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ работает с двумя гидроцилиндрами с диаметрами поршней 0,12 м с нагрузкой, задаваемой параметром $P_o = (P_1/P_2)$, изменяющимся в пределах 0,125–1,00 при нагрузке $P_2 = 200 \text{ кН}$. При расчете принимались числовые значения

параметров: $f = 3,8 \cdot 10^{-4}$ м; $\psi = 1,5 \times 10^{-9}$; $P_{mpi} = 0,1P_i$, $k_y = 0,15$; $\zeta = 0,5$.

Математическое моделирование двухмоторного гидропривода с дискретным гидрораспределителем, работающим в режиме суммирования потоков рабочей жидкости, проводим для условий работы: два гидроцилиндрами с диаметрами поршней 0,12 м нагружены инерционной нагрузкой, задаваемой относительным параметром $P_{oc} = (P_2/P_1)$, изменяющимся в пределах 0,125–1,00 при нагрузке $P_1 = 200$ кН. Давление p_c в напорной магистрали потребителя задается относительным параметром $p_{co} = (p_c/p_2)$, изменяемым в пределах (0,05–0,1).

Задачи и результаты математического моделирования двухмоторного гидропривода, оснащенного ДГ, проведенные в программе MathCAD 14, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Задачи и уравнения регрессии зависимости критериев оценки $\bar{\eta}_{za}$, k_{z2} от параметров гидропривода, оснащенного ДГ

Задача	Функциональная зависимость
ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости насоса	
$\bar{\eta}_{za} = f_1(P_o, \kappa)$	$\bar{\eta}_{za} = (99,56 + 3,57P_o + 0,45\kappa - 1,38P_o^2 - 0,02\kappa^2 - 0,14P_o\kappa) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(P_o, \kappa)$	$k_{z2} = (91,48 + 12,05P_o - 6,31\kappa - 1,72P_o^2 + 0,06\kappa^2 + 5,64P_o\kappa) \cdot 10^{-2}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(P_o, k_{Q2})$	$\bar{\eta}_{za} = (119,7 - 2,78P_o - 28,4k_{Q2} - 9,38P_o^2 + 3,35k_{Q2}^2 + 16,88P_o k_{Q2}) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(P_o, k_{Q2})$	$k_{z2} = (29,23 - 23,71P_o + 37,23k_{Q2} + 35,29P_o^2 - 3,16k_{Q2}^2 + 30,3P_o k_{Q2}) \cdot 10^{-2}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(\omega, P_o)$	$\bar{\eta}_{za} = (90,13 + 16,18P_o + 0,027\omega - 9,07P_o^2 - 2,91 \cdot 10^{-5}\omega^2 - 0,01P_o\omega) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(\omega, P_o)$	$k_{z2} = (87,6 + 36,1P_o - 0,23\omega - 19,9P_o^2 + 1,44 \cdot 10^{-4}\omega^2 + 0,18P_o\omega) \cdot 10^{-2}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(V_{zh}, V_{zi}, P_o)$	$\bar{\eta}_{za} = (98,19 + 2,41P_o - 30,23V_{zh} - 1,22P_o^2 + 21,42P_o V_{zh}) \cdot 10^{-2}$

$k_{z2} = f_2(V_{zh}, V_{zi}, P_o)$	$k_{z2} = \left(79,1 - 6,2P_o - 426,6 \cdot 10^3 V_{zh} + 43,33P_o^2 + \right. \\ \left. + 381,1 \cdot 10^6 V_{zh}^2 + 271,5 \cdot 10^3 P_o V_{zh} \right) \cdot 10^{-2}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(a_2, P_o)$	$\bar{\eta}_{za} = (103,5 - 10,6P_o + 7,56a_2 - 2,25P_o^2 - 13,5a_2^2 + 13,78P_o a_2) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(a_2, P_o)$	$k_{z2} = (27,98 + 91,36P_o - 40,64a_2 + 21,5P_o^2 + 55,3a_2^2 - 56,4P_o a_2) \cdot 10^{-2}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(Q_u, P_o)$	$\bar{\eta}_{za} = (99,43 + 1,76P_o - 992,5Q_u - 1,33P_o^2 + 539,7P_o Q_u) \cdot 10^{-2}$
$k_{z2} = f_2(Q_u, P_o)$	$k_{z2} = (26,58 + 59,27P_o + 25340Q_u + 7,57P_o^2 - 351,6 \cdot 10^4 Q_u^2 - 1,33P_o Q_u) \cdot 10^{-2}$
ДГ в режиме суммирования потоков рабочей жидкости из полостей гидроцилиндров	
$\bar{\eta}_{za} = f_1(P_{oc}, p_{co})$	$\bar{\eta}_{za} = (1,49 - 1,28P_{oc} + 120,4p_{co} - 1,25P_{oc}^2 - 4,04p_{co}^2 + 7,35P_{oc} p_{co}) \cdot 10^{-1}$
$k_{z2} = f_2(P_{oc}, p_{co})$	$k_{z2} = (1,904 + 15,3P_{oc} - 22,59p_{co} - 8,16P_{oc}^2 - 60,0p_{co}^2 + 37,49P_{oc} p_{co}) \cdot 10^{-1}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(k_{Q2}, P_{oc})$	$\bar{\eta}_{za} = (8,59 - 2,31k_{Q2} + 3,04P_{oc} + 0,20k_{Q2}^2 - 4,16P_{oc}^2 + 0,76k_{Q2} P_{oc}) \cdot 10^{-1}$
$k_{z2} = f_2(k_{Q2}, P_{oc})$	$k_{z2} = (2,60 - 3,37k_{Q2} + 23,34P_{oc} + 0,48k_{Q2}^2 - 25,77P_{oc}^2 + 6,79k_{Q2} P_{oc}) \cdot 10^{-1}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(V_{zhi}, P_{oc})$	$\bar{\eta}_{za} = (6,56 + 625V_{zhi} - 4,74P_{oc} - 46300V_{zhi}^2 + 0,56P_{oc}^2 + 397,5V_{zhi} P_{oc}) \cdot 10^{-1}$
$k_{z2} = f_2(V_{zhi}, P_{oc})$	$k_{z2} = (-0,97 + 136,9V_{zhi} + 19,57P_{oc} - 9,13P_{oc}^2 - 74,76V_{zhi} P_{oc}) \cdot 10^{-1}$
$\bar{\eta}_{za} = f_1(V_{zi}, P_{oc})$	$\bar{\eta}_{za} = (8,53 - 233,3V_{zi} - 1,39P_{oc} - 1,4P_{oc}^2 + 235,7V_{zi} P_{oc}) \cdot 10^{-1}$
$k_{z2} = f_2(V_{zi}, P_{oc})$	$k_{z2} = (0,55 + 9,68P_{oc} + 6,01P_{oc}^2) \cdot 10^{-1}$
Здесь $P_o = P_1/P_2$, $P_{oc} = P_2/P_1$, $p_{co} = p_c F_2/P_2$.	

Анализ уравнений регрессии (таблица 1) показал, что дискретный гидрораспределитель обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. Максимальное значение КПД_{га} достигается при равенстве нагрузок напорных магистралей потребителей (рис. 5) и увеличивается с увеличением параметра κ , что объясняется уменьшением дискретного

объема рабочей жидкости, поступающей в напорную магистраль потребителя при каждом цикле работы дискретного гидрораспределителя, и снижения динамичности работы гидропривода. Следует отметить, что наиболее существенно $\eta_{\text{га}}$ увеличивается при увеличении параметра κ с 1 до 3. При дальнейшем увеличении параметра κ величина $\eta_{\text{га}}$ изменяется незначительно.

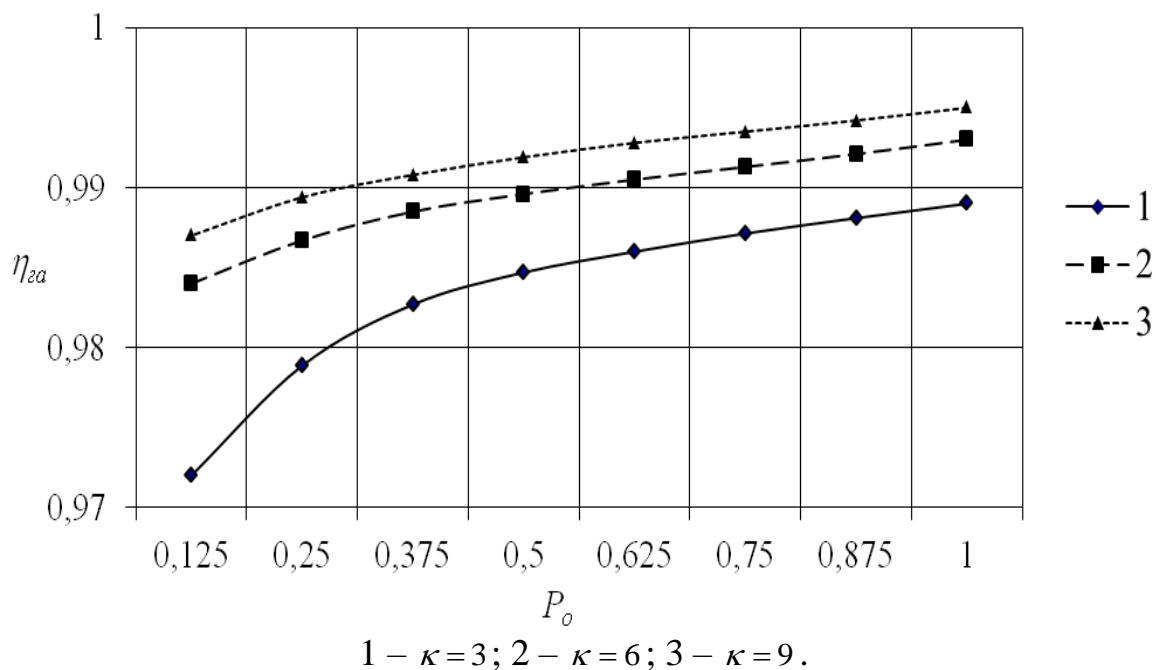
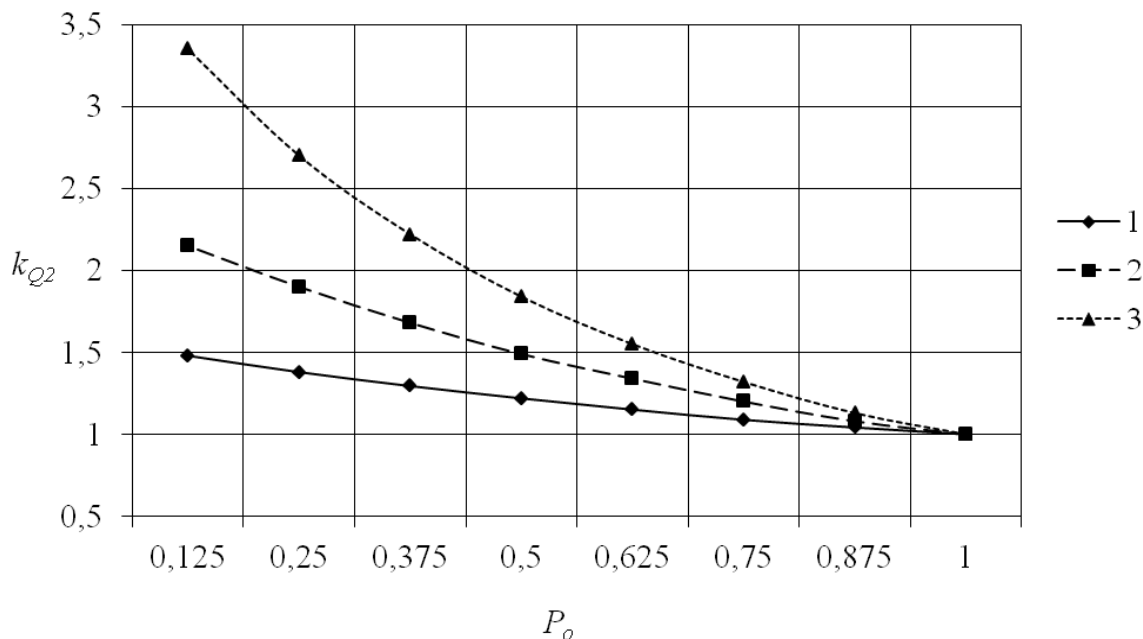


Рисунок 5 – Зависимость критерия оценки $\bar{\eta}_{\text{га}}$ от параметров рассогласования нагрузок P_0 и дискретизации κ

Уменьшение параметра P_0 и увеличение параметра κ приводит к пропорциональному уменьшению параметра k_{z2} . На основании полученных результатов можно считать рациональным интервал значений параметра $\kappa=4-6$, обеспечивающий высокое значение $\eta_{\text{га}}$ и относительно небольшое снижение параметра k_{z2} при изменении нагрузок напорных магистралей потребителей в широком диапазоне.

Анализ работы многомоторного гидропривода при синхронизации работы исполнительных гидроцилиндров ($k_{z2} = 1$) показывает, что диапазон изменения параметра k_{Q2} и КПД_{га} при уменьшении параметра нагружения P_o исполнительных гидроцилиндров уменьшается при уменьшении параметра κ (рис. 6).



1 – $\kappa=3$; 2 – $\kappa=6$; 3 – $\kappa=9$.

Рисунок 6 – Зависимость параметра k_{Q2} от параметров нагружения P_o и дискретизации κ потока рабочей жидкости:

Конструктивную схему ДГ, обеспечивающего синхронизацию работы исполнительных гидроцилиндров, следует формировать со значениями параметра $\kappa=3 \div 4$, обеспечивающими минимальное снижение КПД_{га} при изменении параметра нагружения P_o в широком диапазоне.

При увеличении ω параметр КПД_{га} увеличивается благодаря снижению динамичности работы гидропривода (таблица 1), а параметр k_{z2} уменьшается. Максимальное значение КПД_{га} достигается при

$\omega = 188,4 - 314,0$ рад/с, что соответствует рабочему диапазону угловых скоростей вращения вала насоса.

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

При работе в режиме суммирования потоков рабочей жидкости ДГ обеспечивает независимость нагрузочных режимов работы контуров при широком диапазоне изменения нагрузок (таблица 1).

Анализ работы гидропривода показал, что, изменяя параметр k_{Q2} можно обеспечить заданное рассогласование перемещения грузов (таблица 1). При увеличении параметра k_{Q2} величина КПД_{ра} уменьшается, достигая минимального значения при $k_{Q2} = (4 - 5)$, что объясняется увеличением динамичности нагружения гидропривода.

Увеличение объема гидравлического гасителя $V_{\text{эн1}}, V_{\text{эн2}}$ в магистрали от дискретного гидрораспределителя до нагрузочного дросселя 7 приводит к существенному увеличению КПД_{ра} и незначительному увеличению параметра k_{z2} (таблица 1). Полученный результат позволяет сделать вывод: удаление дискретного гидрораспределителя от нагрузочных дросселей 7 позволяет улучшить показатели работы много моторного гидропривода.

Проведенный анализ работы двухмоторного гидропривода, оснащенного дискретным гидрораспределителем, 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_{га} 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.

Конструктивно дискретный гидрораспределитель может быть реализован в виде отдельного агрегата, 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, с доработкой существующей конструктивной схемы.