

УДК 625.08

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИСКРЕТНОГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ГИДРОПРИВОДА СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

**А. В. Бусел,**

декан факультета транспортных коммуникаций БНТУ, д-р техн. наук, профессор

**А. Я. Котлобай,**

доцент БНТУ, канд. техн. наук, доцент

**А. А. Котлобай,**

ст. преподаватель кафедры БНТУ

**В. Ф. Тамело,**

доцент кафедры БНТУ, канд. воен. наук, доцент

Дата поступления в редакцию — 21.07.2014 г.

Применение гаммы объемных делителей потока рабочей жидкости насоса системы приводов ходового и технологического оборудования многофункциональных дорожно-строительных машин на базе дискретных гидрораспределителей позволит расширить возможности создания многофункциональных дорожно-строительных машин, обеспечивающих совмещение технологических операций, повышение эффективности их использования. Разработанная математическая модель и методика определения параметров дискретного гидрораспределителя позволит оптимизировать параметры дискретного гидрораспределителя.

Applying the range of volumetric liquid flow divisors based on discontinuous hydrodistributors for multifunctional road building and construction machines' running gear and labor bodies' hydrovolumetric drive will allow to expand the possibilities of creating the multifunctional road building and construction machines with the ability to combine their technological operations and to rise the efficiency of their utilization. The worked-up mathematical model and methods to define the discontinuous hydrodistributors' parameters will allow optimizing those parameters.

Одной из основных тенденций развития дорожно-строительного машиностроения является создание мобильных, специализированных высокопроизводительных машин большой единичной мощности, выполняющих за один проход комплекс технологических операций [1]. Эффективность работы такой машины напрямую зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции.

Возможности реализации объединения ряда активных и пассивных рабочих органов в одной мобильной машине ограничиваются технологической совместимостью, габаритами, си-

стемой отбора мощности силовой установки на привод оборудования. Системы отбора мощности технологических машин строительного комплекса развиваются по пути использования гидрообъемных приводов. Существенным резервом доработки систем отбора мощности на привод оборудования является уменьшение удельного веса механических передач в кинематической цепи привода ходового и рабочего оборудования при создании гидрообъемных много моторных приводов [2].

Одной из основных задач, решаемых при создании много моторных приводов, является независимость работы контуров различных по-

требителей. Для этого в контурах потребителей применяются делители потока. Делитель потока обеспечивает работу контуров потребителей с различными параметрами рабочего процесса. В настоящее время применяются дроссельные и объемные делители потока [3]. Наиболее предпочтительны объемные делители потока (агрегаты дозирования). Область применения объемных агрегатов дозирования широка. Целесообразно их применение в гидросистемах, имеющих несколько независимых контуров. Питание нескольких независимых контуров от одного насоса исключает необходимость в многочисленных приводах насосов. Агрегат дозирования обязателен в насыщенных исполнительными органами, агрегатированных с шасси машинах, питающихся от насоса шасси. Кроме того, данные агрегаты дозирования обратимы, т.е. обеспечивают работу в режиме суммирования потоков рабочей жидкости из нескольких магистралей.

Авторами предложено принципиальное техническое решение, состоящее в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей [4], [5]. Насос многомоторного привода работает каждый дискретный промежуток времени с контуром одного потребителя. Далее насос последовательно подключается к контуру каждого потребителя гидросистемы. Нагрузочные режимы различных контуров не оказывают взаимного влияния.

Для технической реализации необходимо обеспечить дискретизацию потока жидкости, подаваемой насосом, на малые одинаковые объемы. Возможны два варианта дискретизации потока жидкости, подаваемой насосом.

Первый вариант дискретизации потока жидкости [6] подаваемой насосом, предполагает использование промежуточных устройств с малыми объемами, периодически заполняемых насосом, и опорожняемых в контур последовательно каждого потребителя. Второй вариант предполагает фиксацию времени связи насоса с контурами последовательно всех потребителей. Эта задача решается посредством установки в цепи гидролиний связи насоса с рядом потребителей дискретного гидрораспределителя (ДГ), подключающего насос последовательно в контур каждого потребителя на малое, точно фиксированное время.

Первый вариант дискретизации потока рабочей жидкости может быть реализован на основе технических решений поршневых возвратно-поступательных гидромашин. Анализ работы возвратно-поступательных гидромашин показывает возможность использования их в качестве модульных дозирующих систем (МДС), обеспечивающих объемное дозирование потока рабочей жидкости, работающих в режимах «Деление потока», «Суммирование потоков». Рассмотрим структурную схему МДС (рис. 1) и алгоритм ее работы [7].

В МДС (см. рис. 1) используется один модуль дозирования 7, поршни 8 которого связаны между собой штангой 9 с магнитом 17. На корпусе модуля дозирования 7 установлены герконы 15, 16, взаимодействующие в крайних позициях поршней 8 с магнитным полем магнита 17. Блок управления 18 обеспечивает электропитание катушек электромагнитов электромаг-

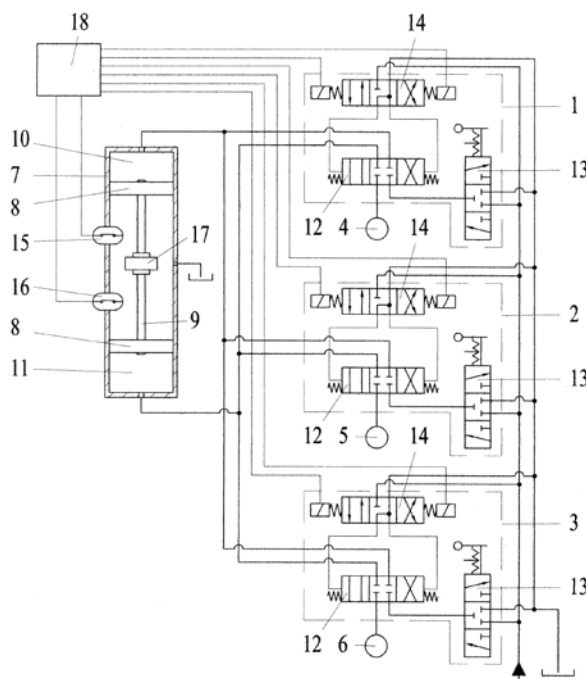


Рис. 1. Структурная схема МДС, где 1, 2, 3 — модуль; 4, 5, 6 — гидравлический контур потребителя; 7 — модуль дозирования; 10, 11 — торцевая рабочая полость; 12 — гидрораспределитель управления; 13 — гидрораспределитель переключения режимов; 14 — электромагнитный клапан; 15, 16 — геркон; 17 — магнит; 18 — блок управления

нитных клапанов 14, связывающих торцевые управляющие полости гидрораспределителей управления 12 с напорной магистралью источника давления и баком. При работе МДС в режимах «Деление потока» и «Суммирование потоков» всех модулей 1, 2, 3 рабочая жидкость периодически поступает в полости 10, 11 модулей дозирования 7, и далее подается в полости потребителей 4, 5, 6, либо сливается в бак гидросистемы в зависимости от позиции гидрораспределителя переключения режимов. При крайних положениях поршней магнитные поля магнитов 14 и герконов 15, 16 взаимодействуют. Сигнал герконов 15, 16 поступает в блок управления 18, изменяющий режим питания катушек электромагнитных клапанов 14. Порядок подключения электромагнитных клапанов 14 модулей 1, 2, 3 определяется блоком управления 18 в соответствии с заложенным алгоритмом работы.

Модуль дозирования 7 работает с каждым конкретным потребителем, и режим нагружения иных потребителей не оказывает влияния на параметры работы данного потребителя. Изменение характеристик расхода рабочей жидкости по контурам потребителей достигается изменением частоты включения электромагнитных клапанов 14 различных модулей 1, 2, 3.

МДС обеспечивает режим работы, при котором часть модулей работает в режиме закачки рабочей жидкости в напорные магистрали потребителей, а часть — в режиме слива жидкости из контуров потребителей, что достигается включением соответствующего режима гидрораспределителем переключения 13 соответствующего модуля.

Реализация МДС на основе плунжерных возвратно-поступательных гидромашин обеспечивает: независимость работы контуров потребителей при дискретно синхронном расходе рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей; модульное изменение числа контуров потребителей в соответствии с потребностями реализуемого гидропривода; дискретно синхронную подачу рабочей жидкости в напорные магистрали ряда контуров потребителей МДС, и одновременный слив рабочей жидкости из напорных магистралей остальных потребителей, а также возможность выключения контуров потребителей.

В рамках реализации второго варианта ДГ состоит из ротора 1 и статора 2 (рис. 2) [5].

При работе ДГ в режиме деления потока (см. рис. 2, а) рабочая жидкость поступает через подводящий канал 4 подключения насоса в полости продольных каналов 3, образованные на роторе 1 ДГ. При относительном перемещении ротора 1 и статора 2 со скоростью  $v$ , полости продольных каналов 3 и отводящих каналов 5, 6, 7 периодически перекрываются, занимая позиции I, II, III, и промежуточные. Рабочая жидкость через каналы 5, 6, 7 статора 2 поступает в напорные магистрали потребителей. Каналы 5, 6, 7 смещены друг относительно друга. При работе ДГ в режиме суммирования потоков (см. рис. 2, б) рабочая жидкость поступает из магистралей потребителей при относительном перемещении ротора 1 и статора 2 периодически через каналы 5, 6, 7 статора 2 в полости продольных каналов 3 ротора 1, и далее, через канал 4 в бак.

Определим основные параметры ДГ. При относительном перемещении ротора 1 и статора 2 площадь  $F_i$  каждого из отводящих каналов ДГ изменяется по времени  $t$  от нуля до заданной величины  $F_{max}$  (рис. 3).

Время  $t_{pj}$   $j$ -го цикла работы ДГ — подачи рабочей жидкости по всем каналам подключения потребителей:

$$t_{pj} = \frac{l_{pj}}{v} = \sum_{i=1}^n t_{pij} = \sum_{i=1}^n (t_0 + t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij}), \quad (1)$$

где  $l_{pj}$  — условная длина образующей ротора одного цикла работы ДГ;  $t_{pij}$  — время  $j$ -го цикла работы ДГ с каналом  $i$ -го потребителя;  $1, \dots, i, \dots, n$  — номер и число потребителей;  $j=1 \dots k$  — номер и число каналов 3 ротора 1 (см. рис. 1);  $t_0$  — время перекрытия смежных каналов  $j$ -го цикла работы ДГ;  $t_{1ij}, t_{2ij}, t_{3ij}$  — время открытия, открытого положения, закрытия канала  $i$ -го потребителя.

При определении времени  $t_{1ij}, t_{3ij}$  открытия, закрытия канала 5, 6, 7 (см. рис. 3) подключения  $i$ -го потребителя — изменения площади проходного сечения каналов  $F_{di}=0 \div F_{dmax}$ ,  $F_{di}=F_{dmax} \div 0$ , исходим из того, что рабочая жидкость поступает к каналам подключения потребителей 5, 6, 7 через продольные каналы 3 ротора 1 числом  $k$ . Максимальная площадь проходного сечения напорной магистрали каждого потребителя ограничена условным проходом магистрали насоса.

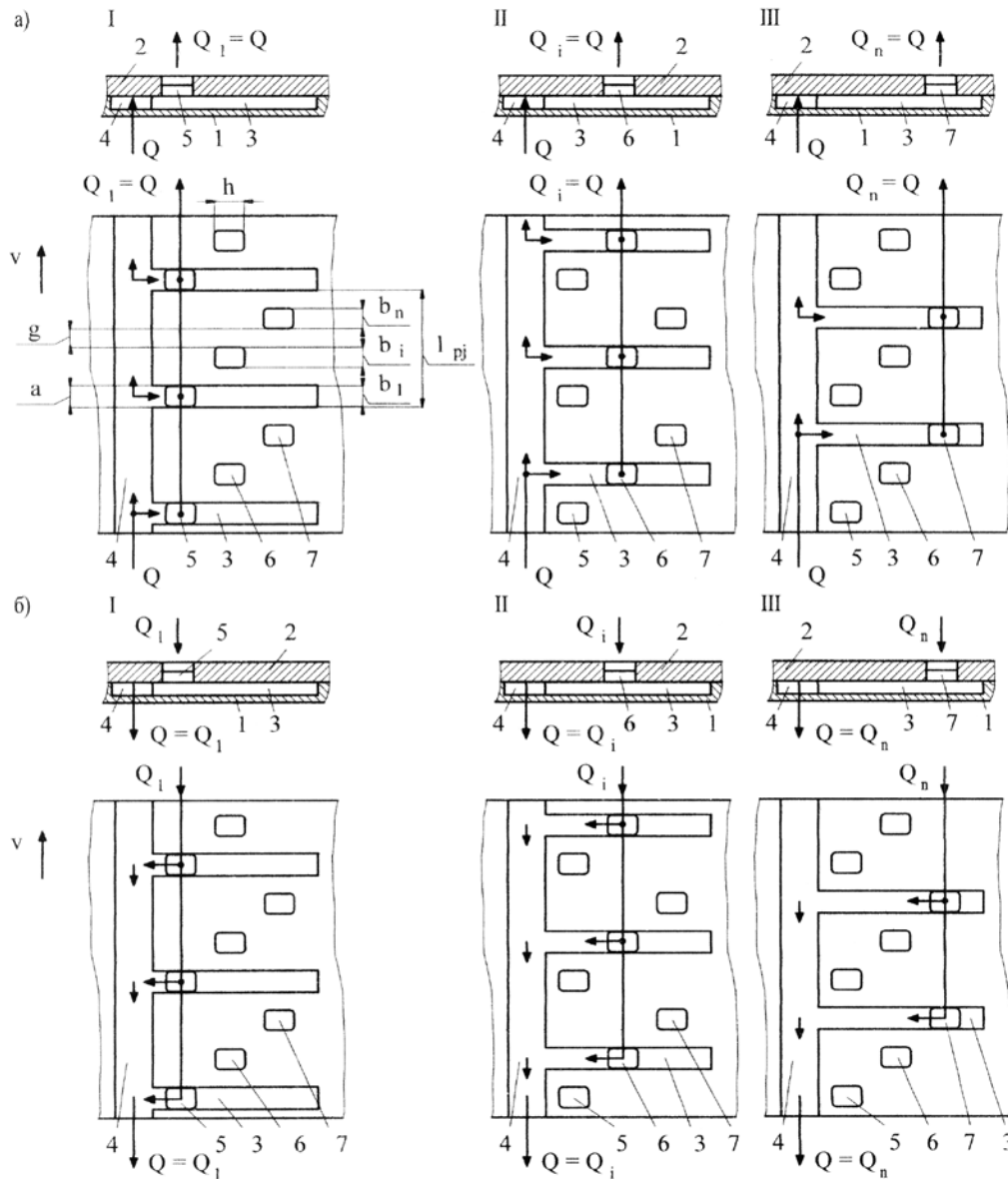


Рис. 2. Структурная схема ДГ: а — при установке в напорной магистрали насоса; б — при установке в сливных магистралях потребителей, где 1 — ротор; 2 — статор; 3 — канал ротора; 4 — канал подключения насоса (а), бака (б); 5, 6, 7 — каналы подключения потребителей;  $Q$  — подача рабочей жидкости насоса (а), расход рабочей жидкости из контуров потребителей (б);  $Q_1, \dots, Q_i, \dots, Q_n$  — подача рабочей жидкости в напорную магистраль 1, ...,  $i$ , ...,  $n$ -го потребителя (а), расход рабочей жидкости из контуров потребителей (б)

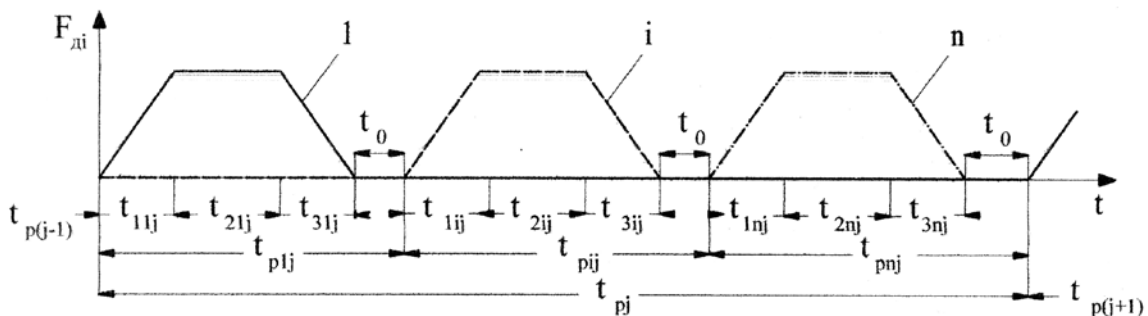


Рис. 3. Геометрические параметры ДГ, где 1 —  $F_{d1}$ , 2 —  $F_{di}$ , 3 —  $F_{dn}$  — площадь первого,  $i$ -го,  $n$ -го отводящего канала рабочей камеры 5, 6, 7;  $t$  — время

$$t_0 = \frac{(a_2 - 1)g}{a_2 v} \cdot t_{1ij} = t_{3ij} = \frac{f}{\kappa h v}$$

$$t_{2ij} = \frac{k_{Q_i}}{v \sum_{i=1}^n k_{Q_i}} \left[ l_{pi} + n \frac{g}{a_2} (1 - a_2) \right] - \frac{2f}{v \kappa h}, \quad (2)$$

где  $a_2$  — коэффициент перекрытия,  $a_2 = g/a$ ;  $g$  — длина перешейка статора 2 (см. рис. 2) между каналами подключения потребителей;  $a$  — длина канала 3 ротора 1;  $h$  — ширина канала 5, 6, 7 статора 2;  $f$  — площадь напорной магистрали насоса;  $k_{Q_i}$  — коэффициент, определяющий задаваемую разность подач по напорным магистралям потребителей,

$$k_{Q_i} = \frac{\Delta V_i}{\Delta V_1} = \frac{Q(t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij})}{Q(t_{11j} + t_{21j} + t_{31j})} = \frac{b_i a_2 + g}{b_1 a_2 + g}, \quad (3)$$

где  $\Delta V_i$  — дискретный объем рабочей жидкости, поступающий в напорную магистраль  $i$ -го потребителя за время  $(t_{pij} - t_0) = (t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij})$  в течение которого  $Q_i(t) = Q$ ;  $b_1, \dots, b_p, \dots, b_n$  — длина канала 5, 6, 7 статора 2.

При работе ДГ на ротор действуют силы, вызываемые гидродинамическим действием потока жидкости [8]:

$$R_{ij} = Q_{ij} u_{ij} \rho, \quad (4)$$

где  $Q_{ij}$  — подача рабочей жидкости через  $j$ -й канал  $i$ -го потока;  $u_{ij}$  — скорость рабочей жидкости в  $j$ -м канале  $i$ -го потока;  $\rho$  — плотность рабочей жидкости.

Суммарная горизонтальная составляющая  $R$  гидродинамических сил  $R_{ij}$  определяется по выражению

$$R = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{\kappa} R_{ij} \cos \chi_{ij} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{\kappa} \frac{2F_{\partial ij} |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \cos \chi_{ij} = \sum_{i=1}^n \frac{2F_{\partial i} |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \cos \chi_i, \quad (5)$$

где  $F_{\partial ij}$  — площадь  $j$ -го канала  $i$ -го потока ДГ, при равномерном распределении каналов ротора  $F_{\partial ij} = F_{\partial j} / \kappa$ ;  $F_{\partial i}$  — суммарная площадь каналов  $i$ -го потока ДГ;  $\zeta$  — коэффициент местного со-

противления;  $\Delta p_i$  — перепад давлений в канале  $i$ -го потока и каналах 3 ротора 1, равное давлению в напорной магистрали насоса.

Текущее значения угла  $\chi_{ij}$  определяется выражениями:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij}, \\ \chi_{ij} = 69^\circ + 42^\circ \left( \frac{1}{t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij}} \right) t; \\ \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij} < t \leq \sum_{i=1}^i t_{pij}, \\ \chi_{ij} = 90^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Техническая реализация ДГ может развиваться по пути создания роторных гидромашин, состоящих из статора и ротора с приводом (рис. 4) [5], [9].

При работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости насоса с подачей  $Q$ , рабочая жидкость поступает в полость продольного канала 4 равномерно вращающегося ротора 3 в распределяющей втулке 2 корпуса 1, и периодически, через рабочие камеры 5, 6, 7 в напорные магистрали потребителей с параметрами подачи  $Q_1, Q_p, Q_n$  (см. рис. 4, а). При работе ДГ в режиме суммирования потоков рабочая жидкость из напорных магистралей потребителей с параметрами подачи

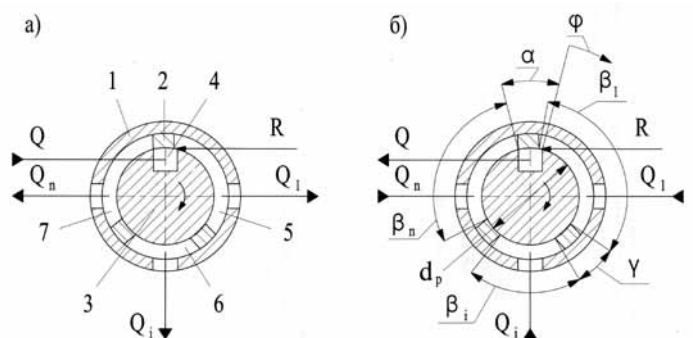


Рис. 4. Схема работы ДГ в режиме: а — деления потока; б — суммирования потоков рабочей жидкости, где 1 — корпус; 2 — распределительная втулка; 3 — ротор; 4 — продольный канал; 5, 6, 7 — рабочая камера

$Q_1, Q_6, Q_n$  поступает в рабочие камеры 5, 6, 7, и периодически, через полость продольного канала 4 в бак, либо магистраль иного потребителя с подачей  $Q$  (см. рис. 4, б).

Определим выражения, описывающие работу ДГ роторного типа, установленного в напорной магистрали насоса.

При работе ДГ выделим угол полного цикла  $\theta_j$  — угол поворота ротора 1, в течение которого совершается полный цикл подачи рабочей жидкости в контуры потребителей (рис. 5).

$$\theta_j = \sum_{i=1}^n \beta_i + n\gamma = \frac{2\pi}{\kappa}, \quad (7)$$

где  $\kappa$  — коэффициент дискретизации (при технической реализации ДГ число продольных каналов 2 ротора 1 равно  $\kappa$ );  $\beta_1, \beta_i, \beta_n$  — центральный угол рабочей камеры;  $1, \dots, i, \dots, n$  — номер и число рабочих камер;  $\gamma$  — центральный угол перешейков между рабочими камерами.

Время  $t_{pj}$   $j$ -ГО цикла подачи рабочей жидкости по всем отводящим каналам (см. рис. 2) определяется с учетом выражений (1), (7).

$$t_{pj} = \frac{\theta_j}{\omega} = \frac{2\pi}{\kappa\omega} = \sum_{i=1}^n t_{pij} = \sum_{i=1}^n (t_0 + t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij}), \quad (8)$$

где  $\omega$  — угловая скорость ротора 3.

Выразим основные геометрические параметры ДГ через угол  $\theta_j$ , введя коэффициенты (9):

$$a_1 = \frac{2\pi}{\kappa} \gamma; a_2 = \frac{\gamma}{\alpha}; b_1 = \frac{2\pi}{\kappa} \beta_1; b_i = \frac{2\pi}{\kappa} \beta_i; b_n = \frac{2\pi}{\kappa} \beta_n,$$

где  $\alpha$  — центральный угол продольного канала 2 ротора 1.

По аналогии с выражениями (2) время перекрытия смежных рабочих камер 5, 6, 7 ДГ.

$$t_0 = \frac{2\pi a_1 (a_2 - 1)}{a_2 \kappa \omega}, t_{1ij} = t_{3ij} = \frac{2f}{d_p h \omega \kappa},$$

$$t_{2ij} = \frac{2\pi \kappa_{Qi} \left(1 - na_1 + n \frac{a_1}{a_2}\right)}{\omega \kappa \sum_{i=1}^n \kappa_{Qi}} - \frac{4f}{d_p h \omega \kappa} \quad (10)$$

где  $d_p$  — диаметр ротора 3;  $h$  — длина рабочей камеры 5, 6, 7.

В выражениях (10) коэффициент  $\kappa_{Qi}$  определяется на основании выражений (3) с учетом параметров (7) ДГ роторного типа.

$$\kappa_{Qi} = \frac{b_i a_2 + a_1}{b_1 a_2 + a_1}. \quad (11)$$

Параметры  $b_i$  определяются по выражению:

$$b_i = \frac{(1 - na_1) \kappa_{Qi} - \frac{a_1}{a_2} \left( \sum_{i=1}^n \kappa_{Qi} - n \kappa_{Qi} \right)}{\sum_{i=1}^n \kappa_{Qi}}. \quad (12)$$

С учетом (10) можно записать выражения, описывающие изменение площади  $F_{di}$  при работе ДГ роторного типа (13).

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij}, F_{di} = 0,5 d_p h \omega \kappa t; \\ \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} + t_{2ij}, F_{di} = f; \\ \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} + t_{2ij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{\Sigma ij}, F_{di} = f - 0,5 d_p h \omega \kappa t; \\ \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{\Sigma ij} < t \leq t_{pij} + \sum_{i=1}^{i-1} t_{pi(j+1)}, F_{di} = 0. \end{aligned} \right\}$$

При проектировании ДГ исходными являются параметры насоса  $f, d$  — площадь и диаметр напорной магистрали насоса. Диаметр ротора  $d_p$  может быть определен исходя из заданной угловой и линейной скоростей ротора (в золотниковых гидрораспределителях радиально-поршневых гидромашин принимается 3÷4,5 м/с для насосов и гидромоторов [10]). При проектировании ДГ определяем параметры  $\alpha, \gamma, \beta_i, \kappa$  с точки зрения технической воспроизводимости. Исходим из того, что проходные сечения продольных каналов 4 (см. рис. 4), определяемых углом  $\alpha$  и каналов рабочих камер 5, 6, 7, определяемых углом  $\beta_i$  соизмеримы, при  $\alpha \approx \beta_{i\min}$  — треугольный закон изменения площади  $i$ -го отводящего канала по времени. При  $\beta_i > \alpha \approx \gamma, \beta_i < \alpha \approx \gamma$  — трапецеидальный закон изменения площади  $i$ -го отводяще-

го канала по времени (см. рис. 2). Применение соотношения углов  $\beta_i < \alpha \approx \gamma$  не рационально, поскольку сокращается параметр  $\sum_{i=1}^n \beta_i$  отводящих каналов за счет увеличения параметра  $n\gamma$ , что приводит к уменьшению площади проходных сечений каналов ДГ. Примем  $\alpha \approx \gamma (a_2 \approx 1) \approx \beta_{i\min}$ . Значения углов  $\alpha \approx \gamma \approx \beta_{i\min}$  могут быть определены из условия  $t_{21j}=0$  (10). Принимая в выражении (10)  $b_{i\min}=a_1, a_2=1$ , и решая относительно  $b_{i\min}$ , получим:

$$b_{i\min} = a_1 = \frac{f}{\pi d_p h}. \quad (14)$$

Принимаем из конструктивных соображений  $h=d$ , а также  $d_p=k_p d$  (где  $k_p$  — коэффициент пропорциональности). Подставляя принятые геометрические параметры ДГ в выражение (14), получим:

$$b_{i\min} = a_1 = \frac{1}{4k_p}. \quad (15)$$

Из выражения (15) видно, что при увеличении диаметра ротора  $d_p$  относительная величина  $a_1=b_{i\min}$  уменьшается.

Для определения соотношения параметров  $b_i$  многопоточного ДГ воспользуемся выражением (7) с использованием выражений (9), (15) получим:

$$\sum_{i=1}^n b_i + \frac{n}{4k_p} = 1. \quad (16)$$

В многопоточном ДГ с одинаковыми параметрами каналов рабочих камер 5, 6, 7 из выражения (16) следует:

$$b_i = \frac{4k_p - n}{4nk_p}. \quad (17)$$

В многопоточном ДГ с различными параметрами каналов рабочих камер 5, 6, 7  $\beta_1 < \beta_2$ , преобразуя выражение (12) с учетом выражения (17), принимая  $a_2=1$ , получим выражение для определения максимального значения сум-

мы коэффициентов  $k_{Qi}$  при заданных значениях параметров  $b_i, a_1$ .

$$\sum_{i=1}^n k_{Qi} = \frac{4k_p}{4k_p b_1 + 1}. \quad (18)$$

Значение  $b_i$  при известных  $k_p, b_1$  и максимальном  $k_{Qi}$ , определяются на основании выражений (12) с учетом выражения (18). Принимая  $a_2=1$ , после преобразований получим:

$$b_i = \frac{(4k_p b_1 + 1)k_{Qi} - 1}{4k_p}. \quad (19)$$

В двух-, трехпоточном ДГ с одинаковыми параметрами каналов рабочих камер 5, 6, 7 преобразуя выражения (17) для данного случая, получим:

$$\left. \begin{aligned} b_1 = b_2 = \frac{2k_p - 1}{4k_p} \\ b_1 = b_2 = b_3 = \frac{4k_p - 3}{12k_p} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

При различных параметрах каналов рабочих камер 5, 6, 7 из выражения (18) получаем:

$$\left. \begin{aligned} k_{Q2} = \frac{4k_p(1-b_1)-1}{4k_p b_1 + 1} \\ k_{Q2} + k_{Q3} = \frac{4k_p(1-b_1)-1}{4k_p b_1 + 1} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

В двухпоточном ДГ увеличение диаметра ротора ДГ (параметр  $k_p$ ) приводит к увеличению  $b_2$  при данном  $b_1$  и позволяет увеличить максимальное значение параметра  $k_{Q2}$ . Увеличение  $b_1$  приводит к уменьшению максимального значения  $k_{Q2}$ . Значения параметров  $b_1, b_2, a_1$  ограничиваются при данном  $k$  технической воспроизводимостью ДГ. В трехпоточном ДГ левая часть выражения (21) должна подчиняться условию:

$$k_{Q2} + k_{Q3} \geq 2, \quad (22)$$

при этом граничное условие  $k_{Q2} + k_{Q3} = 2$  предполагает,  $k_{Q2}=1, k_{Q3}=1$ , а величины  $b_1, b_2, b_3$  определяются по выражениям (20). Анализ выражения (21) показывает, что условие (22) выполняется при определенных соотношении-

ях параметров  $b_i$  и  $k_p$ . Так, увеличение параметра  $b_1$  требует увеличения параметра  $k_p$ .

Эффективность работы ДГ может быть оценена по величине общего КПД аппаратов [10], [11], учитывающего объемные потери в ДГ и потери мощности при течении рабочей жидкости через ДГ.

$$\eta_{za.n} = \eta_{za.o} \eta_{za} \quad (23)$$

где  $\eta_{za.n}$  — общий гидравлический КПД ДГ;  $\eta_{za.o}$  — объемный гидравлический КПД ДГ;  $\eta_{za}$  — гидравлический КПД ДГ.

Величина объемного КПД ДГ определяется конструктивным исполнением ДГ и технологическим уровнем производства гидравлической аппаратуры [3].

При работе ДГ в напорной магистрали насоса:

$$\eta_{za} = \frac{N_i - N_\delta}{N_n} \quad (24)$$

где  $N_n$  — гидравлическая мощность потока рабочей жидкости в напорной магистрали насоса,  $N_n = Q p_n$ ;  $p_n$  — давление в напорной магистрали насоса;  $N_i$  — гидравлическая мощность потока рабочей жидкости в напорной магистрали  $i$ -го потребителя,  $N_i = Q p_i$ ;  $p_i$  — давление в магистрали потребителя;  $N_\delta$  — мощность потерь на перемещение ротора ДГ,  $N_\delta = \omega(M_{mp} + R r_p)$ ;  $M_{mp}$  — силы трения в сопряжении ротора и статора.

Мгновенное значение  $\eta_{za}$  изменяется при работе ДГ, поэтому принимаем в качестве критерия оценки эффективности его работы среднее значение  $\bar{\eta}_{za}$ . Преобразуя выражение (24) с учетом выражений (5) получим (25):

$$\bar{\eta}_{za} = \frac{1}{p_n t_u} \sum_{t_u=0}^{t_u} \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i - \frac{\omega}{Q} \left( M_{mp} + \sum_{i=1}^n \frac{2 F_{oi} |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \cos \chi_i \right) \right].$$

где  $t_u$  — время цикла работы ДГ.

При работе ДГ в сливных магистралях потребителей:

$$\eta_{za} = \frac{N_c - N_\delta}{\sum_{i=1}^n N_i} \quad (26)$$

где  $N_c$  — гидравлическая мощность потока рабочей жидкости на выходе из ДГ,  $N_c = p_c \sum_{i=1}^n Q_i$ ;  $p_c$  — давление рабочей жидкости на выходе из ДГ;  $Q_1, \dots, Q_i, \dots, Q_n$  — расход рабочей жидкости из сливной магистрали 1, ...,  $i$ , ...,  $n$ -го потребителя;  $N_i$  — гидравлическая мощность потока рабочей жидкости в сливной магистрали  $i$ -го потребителя,  $N_i = p_i Q_i$ .

Среднее значение  $\bar{\eta}_{za}$  (26) с учетом выражений (5) представим в виде:

$$\bar{\eta}_{za} = \frac{1}{t_u \sum_{i=1}^n p_i Q_i} \sum_{t_u=0}^{t_u} \left[ p_c \sum_{i=1}^n Q_i - \omega \left( M_{mp} + r_p \sum_{i=1}^n \frac{2 F_{oi} |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \cos \chi_i \right) \right] \quad (27)$$

Применение гаммы объемных делителей потока рабочей жидкости насоса системы приводов ходового и технологического оборудования многофункциональных дорожно-строительных машин на базе дискретных гидрораспределителей позволит расширить возможности создания многофункциональных дорожно-строительных машин, обеспечивающих совмещение технологических операций, повышение эффективности их использования. Разработанная математическая модель и методика определения параметров дискретного гидрораспределителя позволит оптимизировать параметры дискретного гидрораспределителя.

### Литература:

1. Леонович, И. И. Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог: учебник / И. И. Леонович, А. Я. Котлобай. — Минск: БНТУ, 2005. — 552 с.
2. Леонович, И. И. Насосные установки многоотторных приводов технологических машин / И. И. Леонович, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Вестн. Белорус. нац. техн. ун-та. — 2005. — № 6. — С. 36–39.
3. Андреев, А. Ф. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: учеб. пособие для вузов / А. Ф. Андреев, Л. В. Барташевич, Н. В. Богдан, А. В. Королькевич, М. И. Мамонов, Е. В. Романчик, Б. В. Сабадах; под ред. В. В. Гуськова. — Минск: Выш. шк., 1987. — 310 с.



4. Коробкин, В. А. Обоснование параметров агрегата дозирования гидропривода строительных и дорожных машин / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, Ю. А. Андрияненко // *Строительная наука и техника*. — 2007. — № 4. — С. 51–57.
5. Коробкин, В. А. Агрегаты дискретного действия строительных и дорожных машин / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // *Строительные и дорожные машины*. — 2010. — № 5. — С. 43–46.
6. Котлобай, А. Я. О создании гидравлических модульных дозирующих систем приводов машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, Д. В. Маров // *Вестн. Белорус. нац. техн. ун-та*. — 2005. — № 2. — С. 14–18.
7. Модульная дозирующая система: пат. 8453 Респ. Беларусь, МПК F 15B 11/22 (2006.01) / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; А. Ю. Мазур; заявитель Белорусский национальный технический университет. — № u20120058; заявл. 2012.01.23; опубл. 2012.08.30 // *Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці*. — 2012. — № 4.
8. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. — М.: Машиностроение, 1972. — 320 с.
9. 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.
10. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов / Т. М. Башта. — М.: Машиностроение, 1974. — 606 с.
11. 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.