

УДК 69.05–82–229.384

## ГИДРОДИФФЕРЕНЦИАЛЬНАЯ ПЕРЕДАЧА ПРИВОДА ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН НА БАЗЕ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

*Котлобай А.Я., Котлобай А.А., Герасимюк А.И. Юнусов Ю.Ш.  
Белорусский национальный технический университет*

Применение объемных гидропередач (ОГП) в приводах ходового оборудования мобильных колесных и гусеничных машинах инженерного вооружения – одно из прогрессивных направлений в развитии машин инженерного вооружения. ОГП позволяет реализовать бесступенчатое регулирование скорости пневмоколесного и гусеничного движителей, расширяет возможности компоновочных решений. Базовые машины оснащаются ОГП для работы в технологическом режиме с навесным инженерным оборудованием [1]. Находят применение дифференциальные трансмиссии, в том числе ОГП с внутренним разветвлением потока мощности. Как правило, ОГП создаются на базе аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском. При анализе показателей материалоемкости и удельной стоимости насосов [2], [3] выявлено, что минимальной материалоемкостью и удельной стоимостью обладают шестеренные гидромашин, применение которых в качестве насосов в составе ОГП ограничено отсутствием технических решений по регулированию эквивалентного объема насоса и реверсирования потока рабочей жидкости.

Одним из возможных направлений активизации работ по созданию гаммы ОГП с внутренним разветвлением потока мощности является возможность использования шестеренного насоса постоянного объема и гидрораспределительного модуля. При разработке основных концепций формирования гидрораспределительных модулей авторами предложен мало энергоемкий способ регулирования эквивалентного рабочего объема [4].

Рассмотрим примеры технической реализации гидродифференциальной ОГП с внутренним

разветвлением потока мощности на базе насоса шестеренного. Два варианта технического решения отличаются связями структурных элементов ОГП.

ОГП (рис. 1–2) включает шестеренный насос 1 переменной производительности [5], аксиально-поршневой гидромотор 2 постоянного объема, планетарный редуктор 3.

Шестеренный насос 1 содержит шестерни 4, 5, образующие полости: всасывающую 6, и напорную 7. Шестерня 4 выполнена заодно с приводным валом 8.

Гидрораспределитель 9 насоса 1 может быть выполнен в корпусе 10 насоса 1 (рис. 1), либо в корпусе 11 гидрораспределителя 9 (рис. 2), соединенным с корпусом 10. Гидрораспределитель 9 включает неподвижную распределительную втулку 12, закрепленную в корпусе 10 (рис. 1), либо в корпусе 11 (рис. 2), подвижную распределительную втулку 13, установленную в неподвижной распределительной втулке 12 с возможностью поворота на угол 180°, и ротор 14, установленный в подвижной распределительной втулке 13, и связанный с приводным валом 8 шлицевым соединением.

На цилиндрической поверхности неподвижной распределительной втулки 12 образованы четыре сегментных паз 15, 16, 17, 18 с центральными углами, составляющими  $\approx 90^\circ$ . Полости сегментных пазов 15, 17 и 16, 18 связаны попарно каналами 19, 20 и 21, 22 и трубопроводами 23, 24. Каналы 19, 22 подключены к контуру подпитки (не показан). На цилиндрической поверхности подвижной распределительной втулки 13 образованы четыре группы продольных каналов 25,

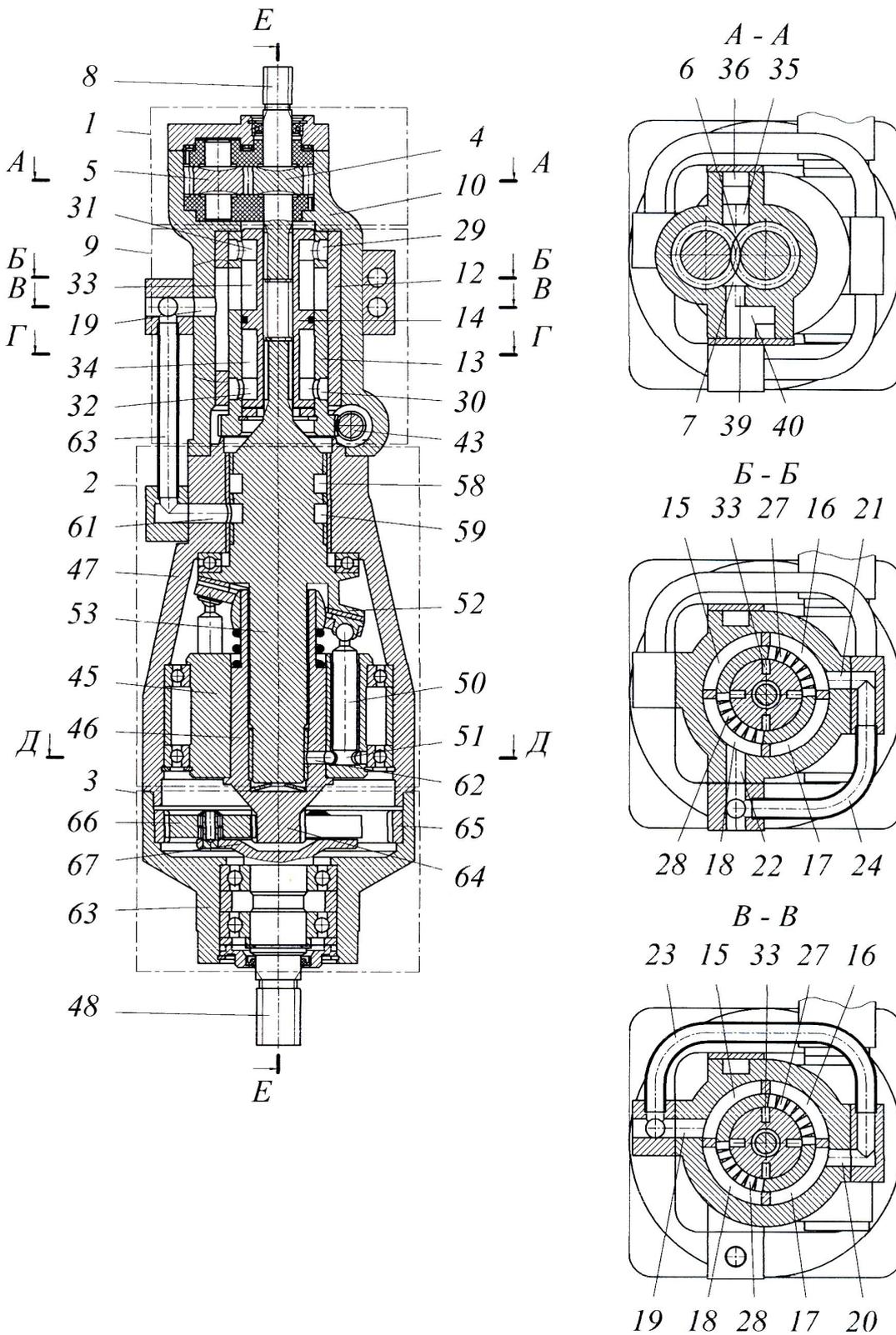


Рис. 1. ОГП с планетарным редуктором в линии связи блока цилиндров гидромотора и ведомого вала

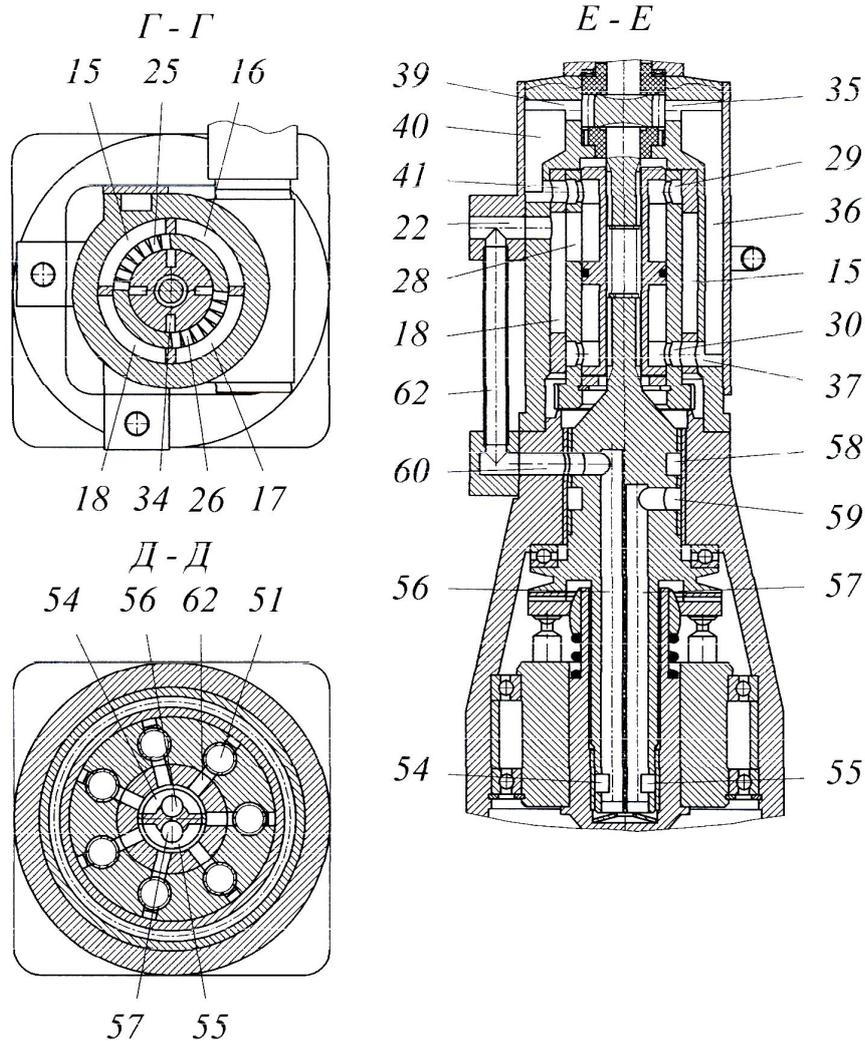


Рис. 1 (продолжение). ОГП с планетарным редуктором в линии связи блока цилиндров гидромотора и ведомого вала

26, 27, 28, выполненных диаметрально противоположными и смещенными по оси и углу на  $90^\circ$ , и две кольцевые канавки 29, 30. На цилиндрической поверхности ротора 14 образованы две кольцевые канавки 31, 32 и, связанные с ними, две группы продольных каналов 33, 34, смещенных по оси и равномерно распределенных по поверхности ротора 14. Кольцевые канавки 31, 32 образованы в зонах кольцевых канавок 29, 30 и связаны радиальными каналами.

Всасывающая полость 6 связана с полостью кольцевой канавки 30: при первом варианте исполнения (рис. 1) – каналами 35, 36, 37; при втором варианте исполнения (рис. 2) – каналом 35, трубопроводом 38, каналами 36, 37. Напорная полость 7 связана с полостью кольцевой канавки 29: при первом варианте исполнения (рис. 1) – кана-

лами 39, 40, 41; при втором варианте исполнения (рис. 2) – каналом 39, трубопроводом 42, каналами 40, 41.

Для обеспечения поворота подвижная распределительная втулка 13 оснащена зубчатым венцом червячного зацепления. Привод червяка 43 червячного зацепления подвижной распределительной втулки 13 осуществляется автономным двигателем.

Аксиально-поршневой гидромотор 2 постоянного объема включает блок цилиндров 45, связанный с втулкой 46. При первом варианте исполнения (рис. 1) блок цилиндров 45 установлен по наружной поверхности в подшипниковом узле корпуса 47 аксиально-поршневого гидромотора 2. При втором варианте исполнения (рис. 2) втулка 46 выполнена заодно с ведомым валом 48,

установленным в подшипниковом узле крышки 49 корпуса 47. Поршни 50 образуют рабочие полости 51 и прижимаются к поверхности наклонной шайбы 52, выполненной заодно с валом 53 гидромотора 2. Вал 53 установлен по наружной образующей поверхности в подшипнике скольжения корпуса 47 и втулки 46. Вал 53 опирается на корпус 47 посредством упорного подшипника качения (рис. 1), скольжения (рис. 1).

Гидрораспределитель аксиально-поршневого гидромотора 2 включает группу диаметрально противоположных сегментных пазов 54, 55 с центральным углом 180°, образованную на наружной поверхности вала 53. Продольная плоскость сегментных пазов 54, 55 совпадает с плоскостью наклона шайбы 52. Полости сегментных пазов 54, 55 связаны каналами 56, 57 с полостями кольцевых канавок 58, 59, образованных на поверхности вала 53. Полости кольцевых канавок 58, 59 связаны каналами 60, 61, трубопроводами 62, 63 с каналами 22, 19. Рабочие полости 51 блока цилиндров 45 связаны радиальными каналами 62 с полостями сегментных пазов 54, 55.

Планетарный редуктор 3 при первом варианте исполнения (рис. 1) установлен в кинематической линии связи втулки 46 блока цилиндров 45 и ведомого вала 48, установленного в подшипниковом узле корпуса 63 планетарного редуктора 3. Редуктор 3 включает солнечную шестерню 64, выполненную заодно с втулкой 46, коронную шестерню 65, установленную в корпусе 63, сателлиты 66, установленные на осях водила 67, выполненного заодно с ведомым валом 48. При втором варианте исполнения (рис. 2) планетарный редуктор 3 установлен в кинематической линии связи ротора 14 и вала 53. Редуктор 3 включает солнечную шестерню 64, выполненную заодно с ротором 14, коронную шестерню 65, установленную в корпусе 11, сателлиты 66, установленные на осях водила 67, ступица которого установлена на валу 53 и связана с ним шлицевым соединением.

Приводной вал 8 вращается от двигателя и приводит во вращение шестерни 4, 5, ротор 14. При первом варианте исполнения (рис. 1) ротор 14 вращает вал 53 с наклонной шайбой 52, взаимодействующей с поршнями 50. Блок цилиндров 45 с втулкой 46 и солнечной шестерней 64 вращается, приводя во вращение сателлиты 66, водило 67 с ведомым валом 48. При втором варианте исполнения (рис. 2) солнечная шестерня 68, образованная на роторе 14, вращает сателлиты 66, водило 69 и вал 53 с наклонной шайбой 52, взаимодействующей с поршнями 50. Блок цилиндров

45 с втулкой 46 вращается, приводя во вращение ведомый вал 48.

При изменении подачи рабочей жидкости насоса посредством поворота подвижной распределительной втулки 13, блок цилиндров 45 с солнечной шестерней 64 (рис. 1), либо с ведомым валом 48 (рис. 2) получает вращение в направлении приводного вала 8 и против, обеспечивая необходимый диапазон изменения передаточного числа ОГП. Предварительно передаточное число ОГП без учета объемного КПД гидромашин можно оценить выражениями (1), (2) (табл. 1) при первом (1) и втором (2) вариантах технического решения:

$$i_o = \frac{n_8}{n_{48}} = \frac{i_p}{1+k}, \quad i_p = \frac{n_{64}}{n_{48}}, \quad (1)$$

$$i_o = \frac{i_p}{1+i_p k}, \quad i_p = \frac{n_{64}}{n_{53}}, \quad (2)$$

где  $i_o$  – общее передаточное число ОГП;  $i_p$  – передаточное число планетарного редуктора 3;  $k$  – коэффициент, характеризующий отношение объемов насоса 1 и гидромотора 2,  $k = \frac{q_{нк} \cdot q_{нф}}{q_{мк} \cdot q_{нк}}$ ;  $n_8, n_{48}, n_{64}, n_{53}$  – скорости вращения элементов ОГП;  $q_{нк}, q_{мк}$  – конструктивный объем насоса 1, гидромотора 2;  $q_{нф}$  – эффективный объем насоса 1, изменяется в диапазоне ( $q_{нф} = q_{нк} \div - q_{мк}$ );

Оптимизируя параметры ОГП можно получить нужный диапазон изменения передаточного числа. Планетарно-фрикционная бортовая коробка передач многоцелевого тягача МТ-Т [1] обеспечивает передаточные числа для первой – седьмой передач в диапазоне (8,2–1,0), и передаточное число заднего хода – 14,4. Необходимый диапазон достигается ОГП обоих вариантов исполнения.

Предварительная оценка диапазона регулирования скорости выходного звена показала потенциальные возможности использования ОГП в составе насоса шестеренного, оснащенного гидрораспределителем, обеспечивающего регулирование эквивалентного объема и реверсирование потока рабочей жидкости, в трансмиссиях привода ходового оборудования колесных и гусеничных машин инженерного вооружения. Относительная простота ОГП, реализованного на базе шестеренного насоса, наличие необходимого диапазона изменения передаточного числа позволит расширить сферу применения ОГП при создании роботизированных транспортных систем двойного применения

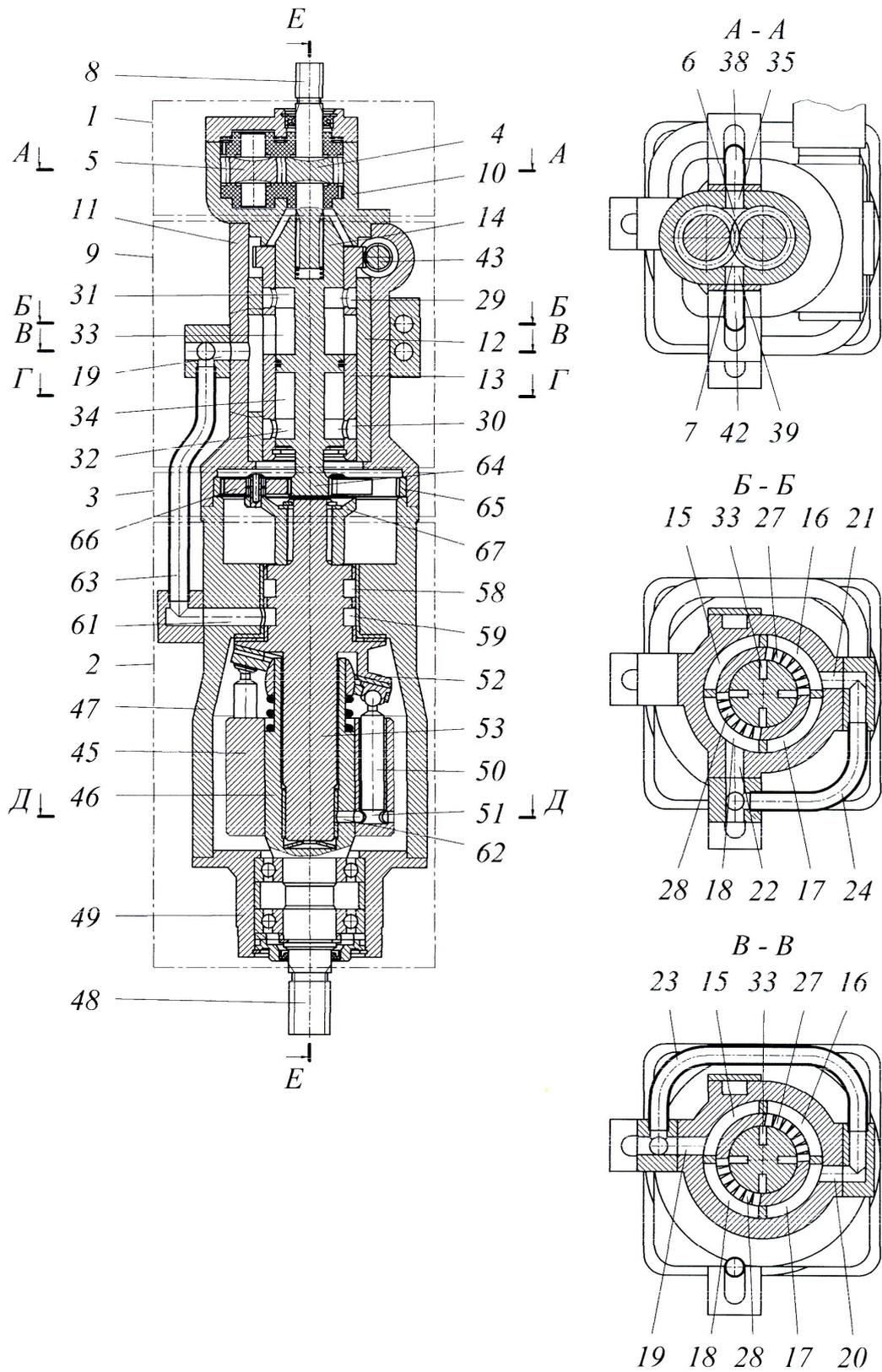


Рис. 2. ОГП с планетарным редуктором  
в линии связи приводного вала и наклонной шайбы гидромотора

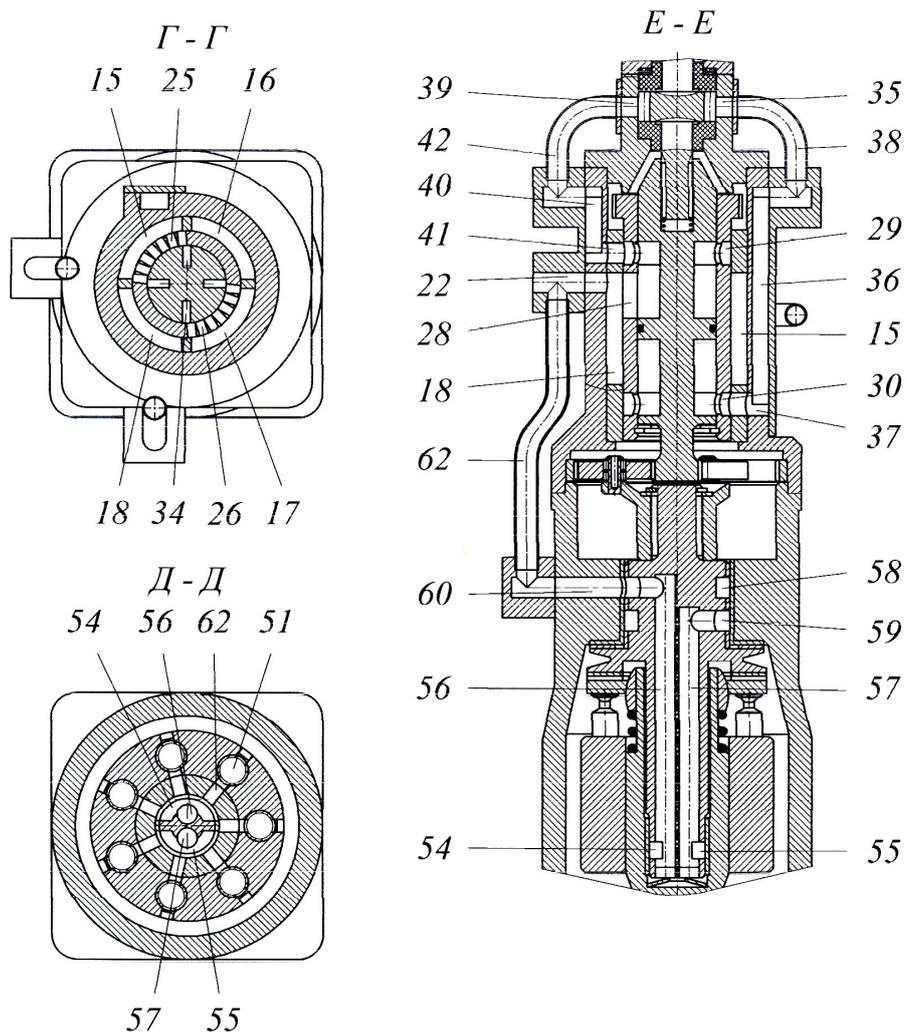


Рис. 2 (продолжение). ОГП с планетарным редуктором в линии связи приводного вала и наклонной шайбы гидромотора

Табл. 1.

**Передаточное число ОГП**

ОГП с планетарным редуктором в линии связи блока цилиндров гидромотора и ведомого вала											
$i_p$	$k$ при $q_{нк} / q_{мк} = 2,0$										
	-1,6	-1,4	-1,2	-1,0	-0,8	0	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0
	$i_o$										
1,0	-1,7	-2,5	-5,0	$\infty$	-5,0	1,0	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
2,0	-3,3	-5,0	-10,0		-10,0	2,0	1,4	1,1	0,9	0,8	0,7
3,0	-5,0	-7,5	-15,0		-15,0	3,0	2,1	1,7	1,4	1,2	1,0
ОГП с планетарным редуктором в линии связи приводного вала и наклонной шайбы гидромотора											
$i_p$	$k$ при $(q_{нк} / q_{мк}) = 1,0$										
	-0,6	-0,5	-0,4	-0,33	-0,3	-0,25	-0,2	0	0,2	0,4	0,6
	$i_o$										
2,0	-10,0	$\infty$	10,0	5,9	5,0	4,0	3,3	2,0	1,4	1,1	0,9
3,0	-3,8	-6,0	-15,0	$\infty$	30,0	12,0	7,5	3,0	1,9	1,4	1,1
4,0	-2,9	-4,0	-6,7	-12,5	-20,0	$\infty$	20,0	4,0	2,2	1,5	1,2

**Список литературы**

1. Тяжелый многоцелевой гусеничный транспортер-тягач МТ-Т. Техническое описание и инструкция по эксплуатации 429АМ.00С6 ТО / П.И. Сагир [и др.]. – М.: Военное издательство, 1988. – 446 с.
2. Снижение материалоемкости приводов рабочего оборудования траншейно-котлованной машины / А.Я. Котлобай [и др.] // Инженер-механик. – 2017. №1 (74). – С. 10–17.
3. Обоснование целесообразности применения гидропривода рабочего оборудования траншейно-котлованной машины / А.Я. Котлобай [и др.] // Вестник военной академии Республики Беларусь. – 2017. № 2 (55). – С. 108 – 115.
4. Котлобай, А.Я. Фазовое регулирование насосных установок машин инженерного вооружения / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай // Инженер-механик. – 2017. №4 (77). – С. 10–17.
5. Модульное построение насосов гидравлических приводов инженерных машин / А.Я. Котлобай [и др.] // Инженер-механик. – 2018. №4 (81). – С. 12–18.

УДК 621.18.001.2

**МОДУЛЬНЫЙ КОТЁЛ***Северянин В.С.**Брестский государственный технический университет, профессор кафедры теплогазоснабжения и вентиляции, доктор технических наук, профессор*

Предлагается для освоения арктических районов в качестве теплогенератора новый тип котлов – так называемый модульный котел, основанный на использовании метода пульсирующего горения углеводородных топлив. Приводятся некоторые параметры работы, конструкция, особенности модульного котла.

**ВВЕДЕНИЕ**

Длительное всестороннее развитие котельно-топочной техники предлагает множество решений получения теплоты путем использования топливных органических энергоресурсов. Однако появляются новые специфические условия, требующие альтернативных подходов, например, освоение удаленных территорий с суровыми параметрами окружающей среды. На международных Арктических форумах указывается на необходимость цивилизованного обустройства пространств, богатых полезными ископаемыми, – это Северный Ледовитый Океан, Антарктика. Обычная теплоэнергетика в этом случае требует совершенствования, т.к. существующие, например, котлы своими по крайней мере габаритами, – слишком затратны. Необходимы компактные ин-

тенсивные теплотехнологии на местном топливе (в упомянутом случае – нефть и газ).

Известен высокофорсированный метод сжигания топлив – так называемое пульсирующее горение [1]. Он основан на усилении теплообмена в факеле за счет автоколебаний газа в объеме. Это приводит к существенному уменьшению габаритов топки и поверхностей нагрева при той же тепловой мощности, отсутствию недожогов, снижению расхода энергии на тягу и дутье. Сопутствующий шум и вибрации компенсируются известными мероприятиями. Такие устройства неприхотливы к качеству топлива, допускают широкий диапазон регулирования, легко komponуются в различных теплогенераторах [2]. Такой агрегат в качестве модуля, т.е. компоновочной единицы многокомпонентного теплогенера-