

К. А. Батышев, д-р техн. наук (МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия); М. Г. Георгиевский, канд. техн. наук (ОАО "Гидромаш", Россия); Г. Л. Зеркалов, научный сотрудник (Стенфордский университет, США); А.В. Васяров, инженер (ОО «Газпром-Добыча-Надым», Россия); Ю. А. Свинороев, к.т.н., доцент (ЮРГТУ им. М.И. Платова, г. Новочеркасск, Россия)

Производство современных шестеренных гидромашин

В настоящее время производится незначительное количество высокоэффективных гидронасосов. Это связано с использованием старых технологий для их производства. Применение новых материалов и технологий для производства деталей позволяет значительно повысить производительность гидромашин, а также повысить их экономические характеристики.

Ключевые слова: Шестеренные насосы, надежность, подшипники, высокое давление, втулки компенсаторы, литье с кристаллизацией под давлением, медистые силумины.

На даний час виробляється не велика кількість високоефективних гідронасосів. Це пов'язано з використанням застарілих технологій щодо їх виробництва. Залучення нових матеріалів та технологій дозволяє значно підвищити продуктивність гідромашин, а також покращити їх економічні показники.

Ключові слова: Шестеренні насоси, надійність, підшипники, високий тиск, втулки компенсатори, литво з кристалізацією під тиском, міднясті силуміни.

Currently, a small number of highly efficient hydraulic pumps are produced. This is due to the use of old technologies for their production. The use of new materials and technologies for the production of parts can significantly increase the productivity of hydraulic machines, as well as improve their economic characteristics.

Keywords: Gear pumps, reliability, bearings, high pressure, sleeve compensators, injection molding with crystallization under pressure, copper silumins.

Шестеренные гидромашинны – насосы одно- и многосекционные, гидромоторы и делители потока – являются наиболее массовой продукцией машиностроения и потому очень привлекательны инвестиционные вложения в их производство. С другой стороны, сложившиеся стереотипы их конструкций и процессов изготовления, кажущиеся незыблемостью и невозможность совершенствования с целью повышения надежности и снижения себестоимости, а также доминирующее положение на рынках СНГ и дальнего зарубежья их традиционных производителей сдерживают эти инвестиции.

Во многих отраслях промышленности – от сельхозмашиностроения до нефтедобычи и нефтепереработки – применяют насосы шестеренные, плунжерные, винтовые и центробежные. Каждый из насосов имеет свою область применения. Шестеренные и плунжерные насосы применяют как в гидросистемах рабочих органов самоходных машин с высоким давлением (более 16 МПа), так и для перекачивания жидкостей со смазывающим эффектом при высоком и низком (до 4 МПа) давлении. Винтовые и центробежные насосы применяют для перекачивания жидкостей только с низким давлением (производительность центробежных насосов от 180 м³/ч и более). Но потребности многих отраслей требуют перекачивания жидкостей, в том числе и несмазывающих, большими объемами и с давлением до 19 МПа. В этом случае применяют способ последовательного соединения центробежных секций насосов, при котором давление перекачиваемой жидкости повышается от одной секции к другой (примерно на 1 МПа). На практике получается насосный агрегат больших размеров и массы с мощным приводным двигателем (более 1500 кВт • с) и частотой вращения 3000 мин⁻¹. Большие разгонные крутящие массы, низкий объемный коэффициент подачи, большое число пар трения приводят к тому, что КПД такого агрегата получается чуть больше, чем у паровоза.

В этой связи невольно возникает желание добиться, чтобы шестеренные насосы могли работать в

любых условиях и заменили собой насосы всех типов при перекачивании различных объемов жидкостей разных видов с необходимым давлением – высоким или низким. Вопрос лишь в повышении надежности подшипников, производительности и способе защиты зубьев шестерен от преждевременного износа при перекачивании жидкостей, не обладающих смазочным эффектом.

В современных шестеренных насосах возможности повышения надежности подшипников за счет создания новых материалов для поднятия уровня давления нагнетания практически исчерпаны. Шестеренных насосов с рабочим давлением 25 МПа и производительностью более 2 м³/ч в мире не существует. Нет и шестеренных насосов производительностью более 37,5 м³/ч, а созданные и работающие – не способны поднять давление выше 0,25 МПа.

В данной работе рассмотрены способы снижения нагрузок на подшипники в 2 раза, повышения рабочего давления и производительности шестеренных насосов до производительности центробежных агрегатов типа ЦНС с возможностью перекачивания несмазывающих жидкостей без разрушения зубьев шестерен из-за отсутствия масляного клина между эвольвентами зубьев.

Первая задача – повышение надежности подшипников и рабочего давления насосов любой производительности (до 25 МПа и выше) – решена уменьшением вдвое сил, действующих на рабочий ротор (пару шестерен) со стороны зоны высокого давления, т.е. со стороны выхода жидкости из насоса, и применением самоустанавливающихся подшипников по углу изгиба цапф шестерен, обеспечивающих постоянство площади трения при любой нагрузке.

С помощью конструкции торцевого компенсатора, уплотняющего торцы венцов шестерен, со стороны зоны низкого давления, т.е. со стороны входа жидкости в насос, создаются силы противоположного знака, частично нейтрализующие силы со стороны зоны высокого давления.

Шестеренный насос (рис. 1, а) состоит из передней крышки 7, корпуса 3 и установленных в нем компенсаторов 4 с рабочей и нерабочей поверхностями, уплотнений 6, шестерен ведущей 5 и ведомой 2, подшипников скольжения 8 и задней крышки 1. На рабочей поверхности компенсаторов со стороны зоны низкого давления в поперечном разрезе показаны кольцевые каналы 9 (рис. 1, б), соединенные с областью зоны жидкости высокого давления и подведенные под уплотнение компенсатора, зоны высокого 10 и низкого 11 давления (h – радиус входного отверстия). На рис. 1 (в) приведены эпюры сил со знаком "+", действующих на пару шестерен со стороны зоны высокого давления, со знаком "-" – со стороны зоны низкого давления.

Насос с компенсатором новой конструкции работает следующим образом. Рабочая жидкость, поступившая в зону низкого давления 11 (на вход насоса), заполняет впадины между зубьями вращающихся шестерен 5 и 8 и переносится в зону высокого давления 10. При выдавливании жидкости из впадин между зубьями на выходе насоса создается высокое гидравлическое давление, которое, воздействуя на уплотнения 6 компенсаторов, обеспечивает их прижим к торцам шестерен. Шестерни под воздействием давления нагнетания смещаются в зону низкого давления, т.е. к входному отверстию насоса, а зубья шестерен "вгрызаются" во внутреннюю поверхность корпуса насоса, обеспечивая герметизацию зоны высокого давления от зоны низкого давления. На стороне зоны высокого давления в результате смещения шестерен образуется зазор между венцами шестерен и внутренней поверхностью корпуса, по которому давление нагнетания на выходе распределяется по высоте пары шестерен; при этом величина гидравлического давления снижается с уменьшением проходного сечения зазора, образуя убывающую силу, воздействующую на пару шестерен со стороны зоны высокого давления.

Поступающая в кольцевые каналы или отверстия жидкость под высоким давлением создает во впадинах между зубьями шестерен, находящихся в зоне этого канала, давление, равное давлению нагнетания. При этом образуется противодействующая на шестерни сила со

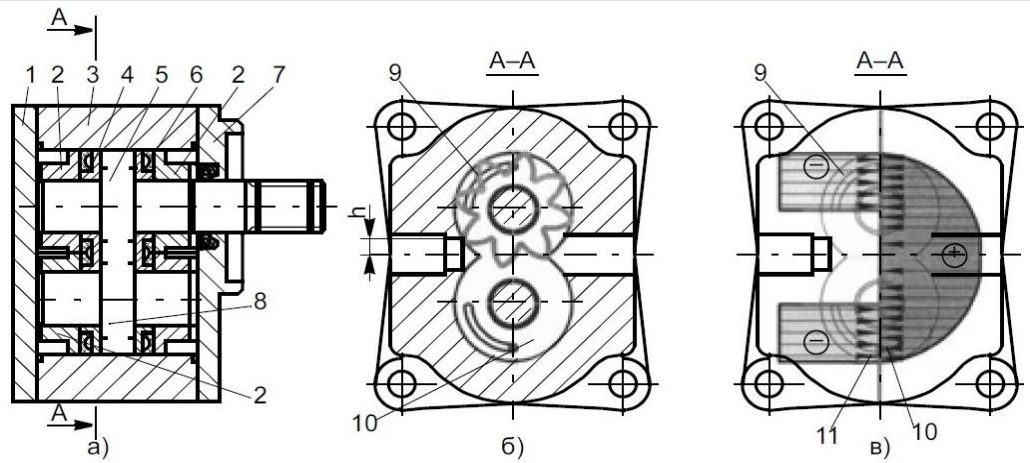


Рис. 1. Шестеренный насос:

а, б – продольный и поперечный разрезы, в – эпюры сил знаком "-", нейтрализуя частично силы со знаком "+".

Для того, чтобы жидкость под высоким давлением из впадин между зубьями не попала во входное отверстие и не снизился коэффициент подачи и давление нагнетания, необходимо обеспечить ее надежную герметизацию. Достигается это при условии, когда между каналом на компенсаторе и входным отверстием будет находиться одновременно два зуба шестерни. Исходя из этого условия длину канала, а следовательно, и силы со знаком "-" можно увеличить, уменьшив радиус отверстия и удлинив канал. В результате воздействующая на шестерни и подшипники сила реакции от давления нагнетания сокращается при данном расположении каналов (см. рис. 1, в) в 2 раза.

Эффективность предложенного технического решения будет неполной, если подшипники оставить при высоком давлении нагнетания неподвижными. Изгиб цапф шестерен приведет к сокращению площади их трения в подшипниках скольжения до двухточечной: на входе цапфы в подшипник и на выходе из него. В результате из-за многократно возросшей силы трения произойдет выдавливание масляного клина и задир подшипников. Чтобы этого не произошло, конструкция подшипников выполнена самоустанавливающейся по положению угла изгиба цапф для насосов различной компоновки с помощью сферических упоров.

Насос в разрезе с вариантами исполнения сферы на подшипнике и упорной втулке приведен на рис. 2 (а), с исполнением сферы на цилиндре меньшего диаметра подшипника и крышке насоса – на рис. 2 (б), с исполнением сферы на цилиндре меньшего диаметра подшипника и дне корпуса насоса – на рис. 2 (в).

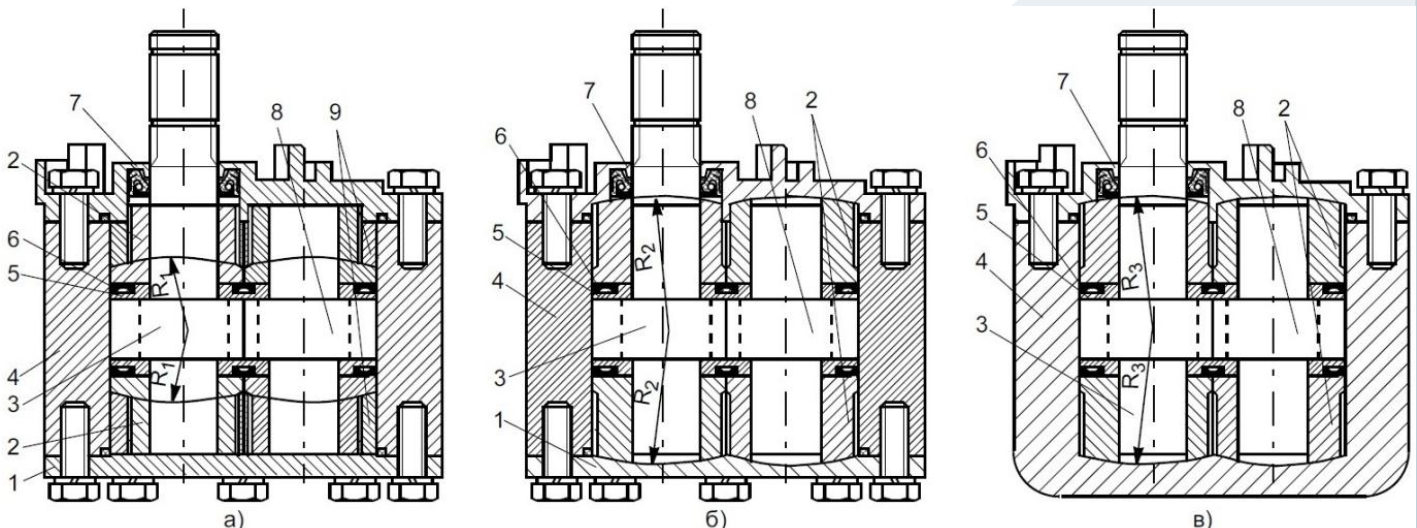


Рис. 2. Шестеренные насосы различной компоновки с самоустанавливающимися подшипниками

Насос состоит из корпуса 4, передней крышки 7, шестерен ведущей 3 и ведомой 8, подшипников 2, помещенных в упорную втулку 9, компенсаторов 5 с манжетами 6. На рис. 2, а сфера контакта подшипника и упорной втулки имеет радиус R_1 на рис. 2, б сфера контакта подшипника и дна корпуса насоса – R_2 ; на рис. 2, в – сфера контакта подшипника, передней и задней крышек – R_3 .

Насос с подшипниками новой конструкции работает следующим образом. При вращении шестерен 3 и 8 нагнетаемая под высоким давлением жидкость воздействует на площадь пары венцов этих шестерен распределенной нагрузкой, вызывая прогиб шестерен как балок с шарнирно-подвижными опорами, которыми в данном случае стали подшипники 2 с упорной сферой радиусом R_1 , R_2 или R_3 . Подшипники поворачиваются при изгибе шестерен и одновременно с цапфами по сфере их контакта с упорной втулкой и крышками, сохраняя площадь трения цапфы с подшипником при любой нагрузке.

Вторая задача – повышение производительности и возможности перекачивания шестеренным насосом не смазывающих жидкостей – решается созданием многосекционного насоса нетрадиционной компоновки, т.е. не последовательным соединением, а параллельным. В основу новой конструкции многосекционного моноблочного насоса положена конструкция планетарной передачи, в которой сателлиты являются ведомыми шестернями отдельных насосов, а солнечная шестерня – ведущей для всех насосов. Независимость вновь образованных насосов друг от друга по давлению нагнетания и производительности обеспечивается торцевыми уплотнениями между этими насосами. Передаточное отношение между ведущей и ведомыми шестернями позволяет применить приводной двигатель любой частоты вращения, лишь бы обеспечивалась минимальная скорость вращения ведомых шестерен (500 об/мин), при которой можно добиться максимального давления. От частоты вращения приводного двигателя будет зависеть только производительность насоса в целом, на давление это не влияет.

Расчеты показывают, что трехсекционный насос с шестернями с модулем 10 мм, шириной 65 мм (ведущая с 20 зубьями, ведомые с 14) при частоте вращения ведущей шестерни 1460 об/мин обеспечивает производительность 180 м³/ч, но габаритные размеры и масса такого насоса на порядок меньше его центробежного аналога типа ЦНС. Кроме того, сокращение на несколько порядков инерционных вращающихся масс и пар трения повышают КПД такого насоса не менее чем до 0,75.

Новый насос (рис. 3) состоит из отдельных секций, расположенных в одном корпусе. Ведущей шестерней для всех секций является солнечная. Ведомые шестерни расположены по окружности на равном расстоянии от центральной и образуют в зацеплении с ней отдельные секции насоса. Число секций в насосе определяется числом ведомых шестерен, а производительность каждой секции – частотой вращения ведомой шестерни, которая может быть и выше частоты вращения солнечной шестерни из-за передаточного отношения между ними. Минимальная частота вращения шестеренного насоса для создания высокого давления не должна быть менее 8,5 с⁻¹. Высокий гидромеханический КПД насоса обусловлен отсутствием ведущих шестерен и оригинальным секционным торцевым уплотнением каждой секции, обеспечивающим высокий коэффициент объемной подачи и независимость секций по расходу и давлению нагнетания. Это позволяет применять насос в качестве многосекционного агрегата для различных исполнительных устройств при раздельном выходе из каждой секции. Торцевое уплотнение позволяет применять насос и в качестве высокомоментного гидромотора.

Таким образом, приводная мощность многосекционного шестеренного насоса по сравнению с приводной мощностью аналогичного по характеристикам центробежного агрегата меньше на 25–30 %, т.е. снижаются не только эксплуатационные затраты из-за экономии электроэнергии, но и стоимость насосного агрегата в целом вследствие применения электродвигателя меньшей мощности и частоты вращения.

Конструкция многосекционного моноблочного насоса легко трансформируется в насос для перекачки

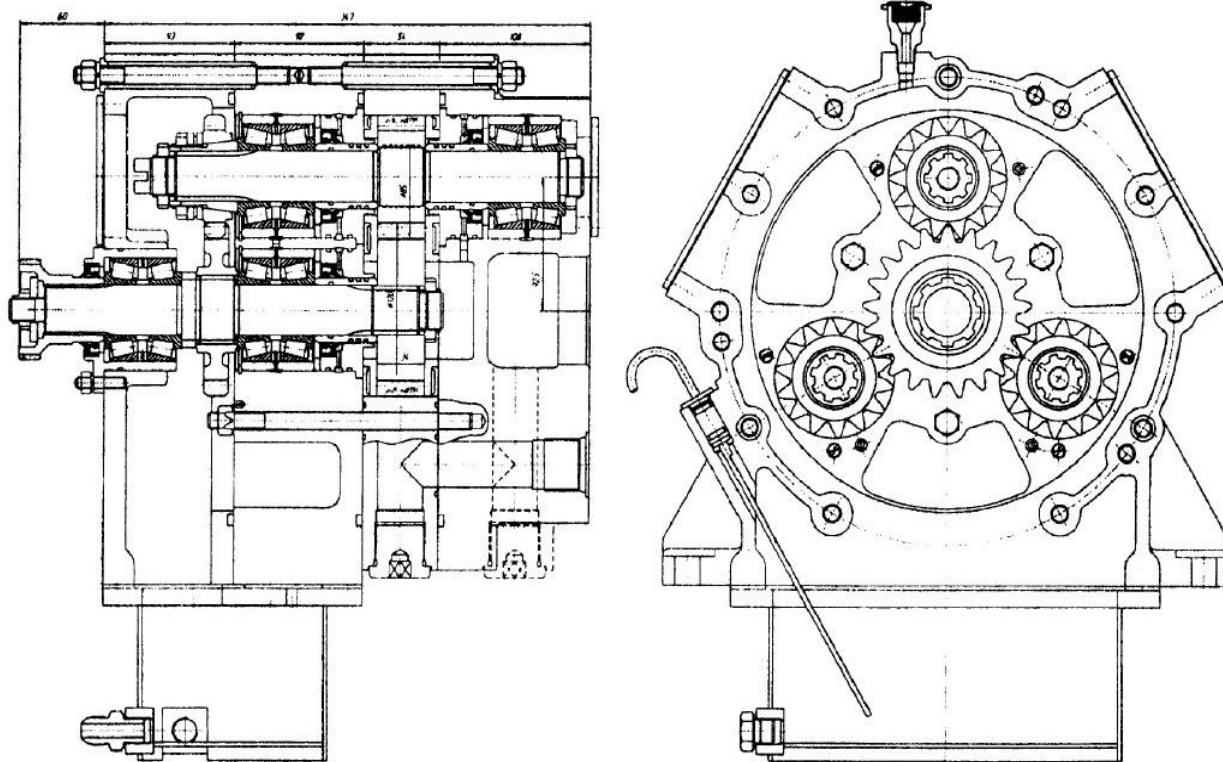


Рис. 3. Общий вид многосекционного шестеренного насоса моноблочной компоновки

несмазывающих жидкостей, в частности, воды любой минерализации, кислотности и температуры (без опасности износа эвольвент зубьев шестерен при отсутствии масляного клина в зацеплении шестерен). Достигается это за счет введения в конструкцию насоса дополнительного ряда аналогичных шестерен, помещенного в масляную среду и кинематически соединенного с соответствующими шестернями, перекачивающими воду.

Во время обкатки насоса при приемо-сдаточных испытаниях за счет заложенного при сборке в насос "ноу-хау" происходит перераспределение крутящего момента к дополнительному планетарному ряду с разгрузкой шестерен рабочего ряда от контактных напряжений между зубьями. Это предохраняет эвольвенты зубьев шестерен рабочего ряда от износа, а отсутствие трения между зубьями позволяет применять для их изготовления менее прочные и более пластичные материалы – от сплавов цветных металлов до пластмасс.

Разработанный по такой схеме шестеренный многосекционный моноблочный агрегат имеет более совершенные характеристики по сравнению с центробежными насосными агрегатами. В таблице приведены характеристики самого мощного центробежного агрегата ЦНС 180-1900 (СНГ) и нового шестеренного моноблочного насоса НШ 1200 х 3Г (ОАО "Гидромаш", Россия).

Выбор материалов для деталей насосов и обеспечение их работоспособности в несмазывающей среде является одной из главных задач при создании агрегата. Особые требования предъявляются к секционному торцевому уплотнению, контактирующему с торцами венцов пар шестерен. Одним из вариантов применяемых материалов является медистый силумин с добавками свинца, разработанный специалистами МГОУ-Московский политехнический университет и ОАО "Гидромаш", а наиболее приемлемым способом изготовления заготовок для деталей торцевого уплотнения (втулок и компенсаторов) с заданными антифрикционными свойствами – технологический процесс литья с кристаллизацией под давлением [1,2].

На рис. 4 приведены зависимости механических свойств (σ_B , δ , $HВ$) и среднего коэффициента трения f_{cp} медистого силумина АК7М6 от количества добавок

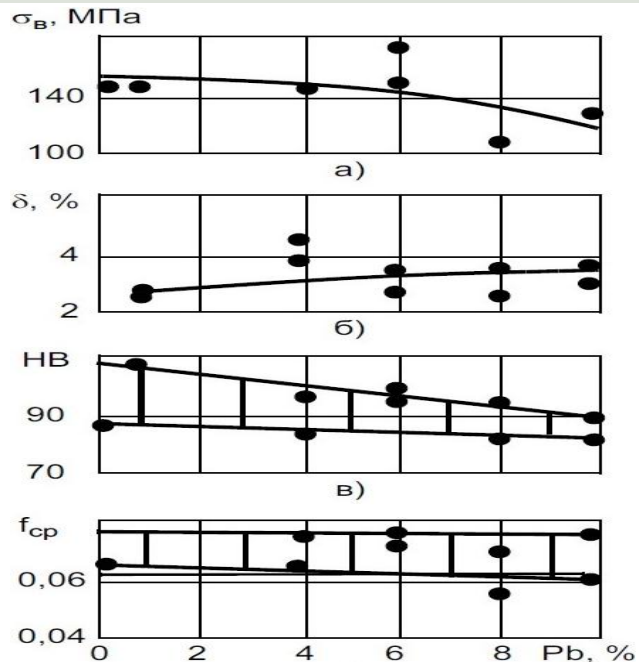


Рис. 4. Зависимость механических свойств отливок (а-в) и среднего коэффициента трения (μ) от количества добавки свинца в сплав АК7М6

свинца в расплаве [5].

Отливки изготавливали способом литья с кристаллизацией под давлением 160 и 240 МПа. Видно, что с увеличением количества добавки свинца в расплаве прочностные характеристики сплава в отливках значительно снижаются, пластические – повышаются, а коэффициент трения остается практически постоянным. Однако вводить добавку свинца в количестве свыше 4 % в сплав АК7М6 нежелательно, так как повышается склонность последнего к обратной ликвации, в результате чего усвоение свинца резко снижается. Например, при добавке свинца в расплав в количестве 4% его усвоение составляет около 45%, а при добавке 10% – 22,5% [3,4].

Насосы НШ 1200 х 3Г серийно выпускают на машиностроительном предприятии ОАО "Гидромаш".

Список литературы:

1. Батышев К.А. Литье с кристаллизацией под давлением.: Изд-во МГОУ, 2009.- 168 с.
2. Материаловедение и технология материалов: Учебное пособие / Батышев А.И., Смолькин А.А., Батышев К.А., Безпалько В.И. и др. под ред. А.И. Батышева и А.А. Смолькина. – М.: ИНФРА-М, 2012. - 288 с.
3. Батышев А.И., Батышев К.А., Георгиевский Г.М., Георгиевский М.Г. Технологическое повышение надежности шестеренных насосов // Технология машиностроения, № 5, 2014, С. 44 – 48.
4. Батышев К.А. Литье с кристаллизацией под давлением алюминиевых сплавов. Часть 2 // Металловедение и термическая обработка металлов, 2012, №2, С. 3-10.
5. Батышев К.А., Безпалько В.И., Батышев А.И., Смолькин А.А. Изготовление герметичных отливок из силуминов // Литейное производство, 2012, №1, С. 29-30.

Таблица.

Показатель	ЦНС 180-1900	НШ 1200х3Г
Производительность, м ³ /сут	5000 (постоянная)	2500—5000 (регулируемая)
Напор на выходе, МПа	19	
КПД (гидромеханический)	0,48	0,74
Привод (тип)	Электродвигатель (нерегулируемый)	Электродвигатель (регулируемый)
Частота вращения привода, с ⁻¹	3000	1000—15 000
Мощность привода, кВт	1600	1200
Перекачиваемая жидкость	Нефтепродукты, вода	
Температура жидкости, °С	4-80	4-165
Безопасность	Опасность разрушения из-за высокой скорости вращения и большой инерционности вращающихся масс	Безопасен в связи с регулируемой скоростью вращения и мгновенной остановкой при отключении привода
Габаритные размеры, мм	2930×1200×1305	900×700×700
Масса, кг	3800	850

Современная беларусская компрессорная техника

- стационарная и передвижная,
- винтовая и поршневая,
- производительностью до 12 м³/мин,
- давлением до 1 МПа.

• производство • наладка • сервис •



иностранное частное производственно-торговое унитарное предприятие

ГОМЕЛЬКОМПРЕССОРМАШ

246050, Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Подгорная, 10
тел.: +375 /232/ 77 00 63, 77 00 65 факс: +375 /232/ 71 39 76, 77 00 64
e-mail: GCM@tut.by www.gomelcompressor.by

Филиал ИЧПТУП "ГОМЕЛЬКОМПРЕССОРМАШ":

220000, Республика Беларусь, г. Минск, пер. Промышленный, 11
тел./факс: +375 /017/ 345 84 50