



СОЮЗ СОВЕТСКИХ СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ РЕСПУБЛИК
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ
ПРИ ГОСУДАРСТВЕННОМ КОМИТЕТЕ СССР ПО НАУКЕ И ТЕХНИКЕ
(ГОСКОМИЗОБРЕТЕНИЙ)

АВТОРСКОЕ СВИДЕТЕЛЬСТВО

№

1809169

На основании полномочий, предоставленных Правительством СССР,
Госкомизобретений выдал настоящее авторское свидетельство
на изобретение:
"Шестеренная машина"

Автор (авторы): Иванов Иван Петрович, Иванов Сергей
Леонидович и Красножон Олег Анатольевич

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ГОРНЫЙ ИНСТИТУТ ИМ. Г. В. ПЛЕХАНОВА

Заявитель:

Заявка №

4905977 Приоритет изобретения 17 декабря 1990 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре
изобретений СССР

10 октября 1992 г.

Действие авторского свидетельства распро-
страняется на всю территорию Союза ССР.

Председатель Комитета

Начальник отдела

Расс
Зинин



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПАТЕНТНОЕ
ВЕДОМСТВО СССР
(ГОСПАТЕНТ СССР)

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

- (21) 4905977/29
(22) 17.12.90
(46) 15.04.93. Бюл. № 14
(71) Ленинградский горный институт им.
Г.В.Плеханова
(72) И.П.Иванов, С.Л.Иванов и О.А.Красно-
жон
(56) Заявка ФРГ № 2249952, кл. F 04 C 1/08, 1974.
Авторское свидетельство СССР
№ 956839, кл. F 04 C 2/04, 1982.
Авторское свидетельство СССР
№ 1413274, кл. F 04 C 2/08, 1988.

(54) ШЕСТЕРЕННАЯ МАШИНА

Изобретение относится к машиностроению, в частности к шестеренным гидромашинам, а также может быть использовано в шестеренных пневмомашинах.

Целью изобретения является увеличение рабочего объема машины путем увеличения диаметров вершин шестерен без изменения коэффициента перекрытия в зацеплении их зубьев.

На фиг. 1 изображен разрез шестеренной машины; на фиг. 2 — схема элементов зацепления машины.

Предложенная шестеренная машина внешнего зацепления состоит из корпуса 1, в цилиндрических расточках которого на опорах установлены ведущая 2 и ведомая 3 шестерни с эвольвентными профилями зубьев. Зубья 4 и 5 шестерен сопряжены между собой с образованием необходимых бокового и радиального зазоров. Эвольвентные профили зубьев 4 и 5 шестерен 2 и 3 смещены

2

(57) Использование: в гидро- и пневмомашинах. Сущность изобретения эвольвентные профили зубьев шестерен смещены в радиальном и тангенциальном направлениях относительно делительных окружностей соответствующих шестерен, имеющих равное число зубьев. Величины радиального и тангенциального смещений выбраны такими, что при заданном коэффициенте перекрытия нижний активный профиль каждого зуба подрезан, нижние активные и граничная точки профиля совпадают. Зубья шестерен выполнены без заострения, их высота определена радиальным зазором в зацеплении и обусловлена величиной рабочего объема машины. 2 ил.

в радиальном и тангенциальном направлениях относительно их делительных окружностей. При этом нижняя активная часть профиля 6 каждого зуба подрезана таким образом, что при заданном коэффициенте перекрытия, являющимся отношением длины активной линии зацепления $g\alpha$ к шагу зацепления $P\alpha$, например, равным единице, нижняя активная 7 и граничная точки профиля 6 совпадают. Точками 7 на сопряженных зубьях определяются верхние активные точки 8 профилей 6. Кроме того, зубья шестерен 4 и 5 выполнены без заострений, а их высоты зубьев таковы, что в зацеплении шестерен 2 и 3 существует необходимый для работы гидромашины радиальный зазор 9, больший нуля.

Высоты зубьев 4 и 5 шестерен определяют их диаметр вершин d_a , обусловлены величиной рабочего объема шестеренной машины и не изменяют коэффициента перекрытия в зацеплении.

Шестеренная машина в режиме генератора (насоса) работает следующим образом. При вращении шестерни 2 рабочая среда (жидкость) захватывается зубьями 4 и 5 в межзубовых впадинах переносится из полости низкого давления в полость высокого давления.

При этом наличие радиального зазора 9 в зацеплении зубьев 4 и 5 шестерен 2 и 3 устраняет возможность заклинивания зубьев в корпусе 1 при работе шестеренной машины. Отсутствие заострения зубьев шестерен обеспечивает их достаточную прочность и не допускает увеличенных утечек через зазоры между корпусом 1 и диаметрами вершин зубьев d_a шестерен 2 и 3. Выбранные таким образом высоты зубьев 4 и 5 шестерен 2 и 3 определяют необходимый рабочий объем машины и обеспечивают заданную подачу.

При работе машины коэффициент перекрытия определяется расположением на профилях 6 зубьев 4 и 5 нижних активных точек 7 профилей, которые определяют длину активной линии зацепления.

Как известно, коэффициент перекрытия определяется отношением длины активной линии зацепления $g\alpha$ к шагу зацепления $P\alpha$.

$$P\alpha = \pi \cdot m \cos \alpha$$

где m — модуль зубьев.

Длина активной линии зацепления, в свою очередь, равна отрезку на линии зацепления АВ, ограниченному верхними активными точками 8 профилей в зацеплении. Обычно эти точки совпадают с точками профилей на диаметрах вершин шестерен; а для подрезанных зубьев находятся ниже, при этом верхняя часть зуба в зацеплении не участвует и не влияет на коэффициент перекрытия. Но при этом величина рабочего объема гидромашин определяется общеизвестным выражением.

Предложенная машина имеет улучшенные конструктивные показатели, например, уменьшенную удельную массу $m_{уд}$ по сравнению с прототипом, так как при неизменных массе и габаритах предложенная шестеренная машина имеет увеличенный рабочий объем.

Рассмотрим случай, когда в новой машине радиус вершин увеличен на одну пятую модуля зубьев по сравнению с прототипом, что предполагает увеличение рабочего объема гидромашин на ΔV_0 , тогда

$$\Delta V_0 = 2\pi b[(r_a + 0,2m)^2 - r_w^2 - k \frac{P^2 \alpha}{12}] -$$

$$-r_a^2 + r_w^2 + k \frac{P^2 \alpha}{12}] = 2\pi b(0,4ram + 0,04m^2) = \pi b(0,8ram + 0,08m^2)$$

Поскольку определяющим параметром для насосов является номинальная мощность (см. ГОСТ 4.37-83), то удельная масса насоса

$$m_{уд} = \frac{m_n \cdot \eta}{P_{ном} V_{опном}}$$

где m_n — масса насоса; $P_{ном}$ — номинальное давление; $n_{ном}$ — номинальное число оборотов приводного вала; η — КПД.

Относительное изменение удельной массы сводится к определению относительного изменения рабочих объемов, так как все остальные параметры остаются неизменными.

$$\Delta m_{уд} = \frac{\Delta V_0}{V_{об}} \cdot 100\%$$

где $V_{об}$ — рабочий объем шестеренной машины прототипа.

Приняв параметры зацепления прототипа как для модифицированного зацепления насос-моторов типа НМШ: $m = 5$ мм, $Z = 11$, $r_a = 38,9$ мм, $r_w = 29,66$ мм, $r_b = 25,84$ и $\varepsilon \alpha = 1$ для нашего случая получим:

$$= \frac{\pi b(0,8ram + 0,08m^2) \cdot 100\%}{2\pi b(r_a^2 - r_w^2 - (4 - 6 \cdot \varepsilon \alpha + 3 \varepsilon \alpha) P \alpha / 12)} = \frac{0,8 \cdot 38,9 \cdot 5 + 0,08 \cdot 5^2}{2[38,9^2 - 29,66^2 - (4 - 6 \cdot 1 + 3)(\pi \cdot 5 \cdot \cos \alpha)^2 / 12]} \times 100\% = 25,6\%$$

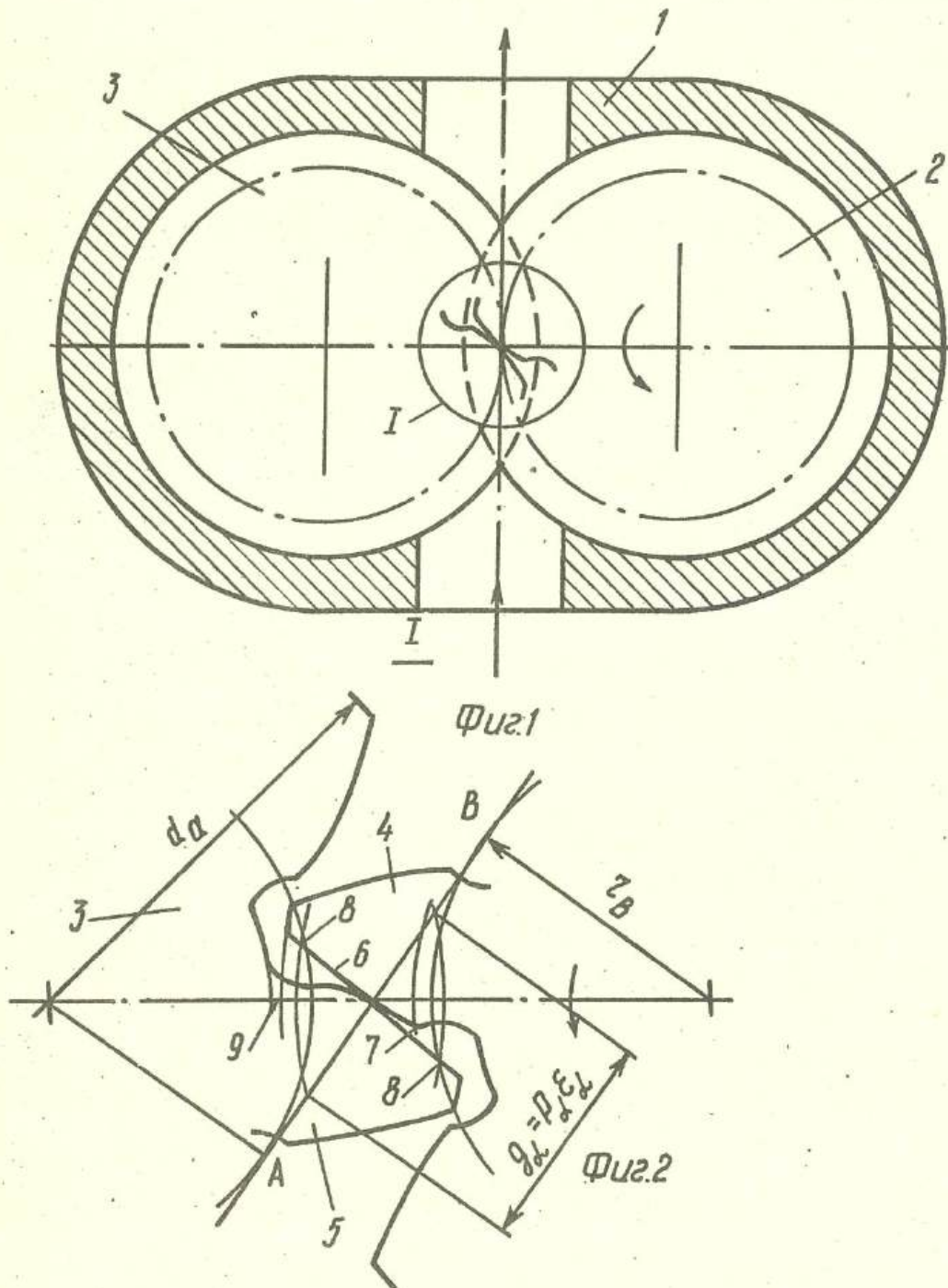
По предложенному техническому решению разработаны рабочие чертежи роторов к насос-моторам типа НМШ, и для обеспечения промышленного изготовления планируется передача рабочей документации на завод-изготовитель в 1991 году.

Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

Шестеренная машина внешнего зацепления, включающая корпус, шестерни с равным числом зубьев, эвольвентные профили которых смещены в радиальном и тангенциальном направлениях относительно делительных окружностей соответствующих шестерен, отличающаяся тем, что, с целью увеличения рабочего объема машины

путем увеличения диаметров вершин шестерен без изменения коэффициента перекрытия в зацеплении их зубьев, величины радиального и тангенциального смещений выбраны такими, что при заданном коэффициенте перекрытия нижний активный проф-

иль каждого зуба подрезан, а нижние активные и граничная точки профиля совпадают, при этом зубья шестерен выполнены без заострения, а их высота определена радиальным зазором в зацеплении и обусловлена величиной рабочего объема машины.



Редактор

Составитель И. Иванов
Техред М.Моргентал

Корректор Г.Кос

Заказ 1273

Тираж

Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., 4/5

Производственно-издательский комбинат "Патент", г. Ужгород, ул.Гагарина, 101