Записки Санкт-Петербургского горного института им.Г.В.Плеханова.
Т. 138. СПб, 1993

УДК 621.664

С.Л.ИВАНОВ

ОБЛАСТЬ СУЩЕСТВОВАНИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ЗАДАННЫМ КОЭФФИЦИЕНТОМ ПЕРЕКРЫТИЯ

Широкое распространение шестеренных гидромашин, и в частности гидронасосов, объясняется их высокой технологичностью и простотой конструкции. Однако наличие защемленного объема шестеренной гидромашины, обусловленного реализацией зоны двупарного зацепления при коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\alpha > 1$, ведет в снижению объемного КПД гидромашины, а также требует технологических и конструктивных мероприятий по разгрузке защемленного объема, что в конечном счете сказывается на трудоемкости изготовления гидромашины, снижает ресурс работы.

Одним из путей, позволяющим снизить или совсем устранить вредное влияние защемленной жидкости, является подбор параметров зацепления. Широкие возможности в этом направлении открывает комбинированное смещение [1]. Применение такого смещения для шестеренных гидромашин теоретически обосновано в работе [3].

Применение комбинированного смещения в практике расчетов зацепления шестеренных гидромашин делает возможным широкое маневрирование в геометрических параметрах зацепления даже при неизменном числе зубьев z и заданном коэффициенте перекрытия.

Блокирующий контур, состоящий из основного и дополнительного, ограничивает область возможных зацеплений при заданном коэффициенте перекрытия и значительно расширяет ее по сравнению с обычными (рис.1). Так, реализуемые по известным методикам зацепления (без тангенциального смещения) на блокирующем контуре определяются прямой AB, а точка пересечения этой прямой E с изолинией стандартного радиального зазора в зацеплении $c_p = 0{,}25$ соответствует зацеплению, которое можно рассчитать, используя ГОСТ.

Кроме блокирующего контура, выполненного в координатах x_τ и x, номограмма снабжена линиями связи $\alpha_w^*(x)$, $d_\alpha(x)$ и $V_0^*(x)$ и шкалами $x_{\tau\Sigma}$, x_τ, x, α_w^*, d_α^* и V_0^*, где α_w^*, d_α^* – межосевое расстояние и диаметр вершин зубьев, отнесенные к модулю, соответственно; V_0^* – удельный рабочий объем гидромашины (отнесенный к модулю зубьев в третьей степени) при ширине роторов, равной $0{,}5\,\alpha_w^*$. Взаимосвязь параметров блокирующего контура и номограммы показана пунктиром.

Основной (правый) и дополнительный (левый) блокирующие контуры в общем случае ограничены линиями 1–5. Линия 1 соответствует границе начала интер-

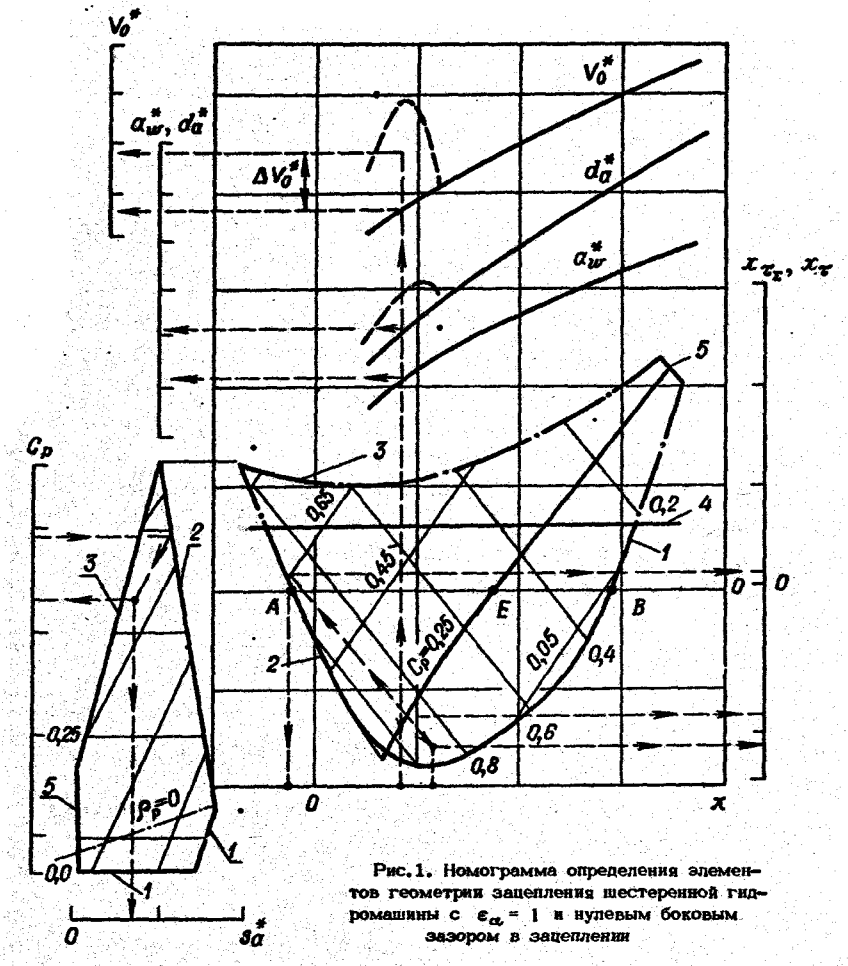


Рис.1. Номограмма определения элементов геометрии зацепления шестеренной гидромашины с $\varepsilon_\alpha = 1$ и нулевым боковым зазором в зацеплении

ференции профилей зубьев в зацеплении роторов, линия 2 – границе опасного подрезания зубьев ротора, а линия 3 – границе срезания вершин зубьев нарезаемого ротора переходной поверхностью стандартного инструмента. Линия 4 определяет предельную величину положительного тангенциального смещения, которую можно получить стандартным инструментом с неравноделенным шагом при коэффициенте радиуса кривизны переходной кривой $\rho_к^* = 0{,}38$. С уменьшением $\rho_к^*$ линия 4 будет подниматься вверх и достигнет предельного значения x_τ при $\rho_к^* = 0$. Линия 5 совпадает с границей заострения зубьев.

На поле основного контура дана сетка изолиний дискретных значений коэффициентов радиальных зазоров c_p и толщины зубьев по окружности вершин s_a^*, отнесенных к модулю зубьев m. Линия $c_p = 0{,}25$ является основной и определяет коэффициенты смещения x и x_τ для зацепления со

стандартным радиальным зазором; параллельные ей линии определяют те же параметры зацепления, что и основная линия, но с другими радиальными зазорами. Условие постоянства толщины зуба в пределах основного блокирующего контура при неизменном межосевом расстоянии сводится к сохранению постоянной суммы коэффициентов смещений, определяемых основным уравнением зацепления.

Дополнительный блокирующий контур является неотъемлемой частью основного и имеет общую с ним характерную границу – линию 2 опасного подрезания зубьев, т.е. такого подрезания, когда при заданном коэффициенте перекрытия нижняя активная точка профиля зуба с радиусом кривизны ρ_p и нижняя граничная точка профиля зуба совпадают. В этом случае увеличение высоты зуба в пределах радиального зазора ограничено срезанием вершин зубьев переходной кривой инструмента, заострением зубьев (см. линии 3 и 5 соответственно). При таком изменении высоты зуба коэффициент перекрытия не увеличивается из-за отсутствия контакта искусственно увеличенных эвольвентных профилей зубьев, что равноценно модификации последних. Попасть в дополнительный блокирующий контур можно только из основного через линию 2 по достижении границы опасного подрезания при соответствующих значениях коэффициентов смещений.

Внутри дополнительного контура показана прямая $\rho_p = 0$. При выборе радиального зазора ниже нее диаметры вершин роторов будут пересекать продолжение линии зацепления за пределами точек касания к основным окружностям.

Дополнительный блокирующий контур снабжен своими шкалами радиальных зазоров и толщин зубьев, отнесенных к модулю зубьев. Движение внутри контура допустимо лишь по наклонным линиям параллельно указанным в контуре. Каждая такая линия начинается от границы 2 и характеризуется своими, не изменными в пределах этого контура значениями коэффициентов смещений, межосевого расстояния и диаметра впадин роторов. Перемещение по этим линиям внутри контура в пределах существования радиального зазора в зацеплении сопровождается изменением только диаметров вершин и толщин зубьев по вершинам роторов без изменения коэффициента перекрытия в зацеплении. Независимое от межосевого расстояния увеличение диаметров вершин делает реальным повышение рабочего объема гидромашины. Предельные увеличения d_a^* и V_0^* при использовании дополнительно блокирующего контура показаны пунктиром на соответствующих линиях связи номограммы.

Часть основного контура ниже $x_\tau = 0$ представляет собой зону зацепления зубьев, нарезаемых инструментом со стандартным исходным контуром.

Область применения стандартного инструмента может быть расширена за счет применения достаточно больших (до $0{,}1m$) боковых зазоров j_n, используемых в шестеренных гидромашинах. В этом случае область применения стандартного инструмента будет располагаться не ниже $x_\tau = 0$, как при беззазорном зацеплении, а ниже $x_\tau = j_n/(2 \cdot m \cdot \cos\alpha)$. При этом необходимо делать поправку на утонение зуба за счет дополнительного тангенциального смещения на создание бокового зазора в зацеплении.



При движении по изолиниям толщин зубьев в пределах основного контура компенсировать изменение величины радиального смещения на диаметральные размеры роторов при неизменном α_w можно лишь, меняя величину радиального зазора $c_p m$ в пределах его существования в зацеплении. Тогда при неизменных α_w и d_a величина диаметров впадин d_f будет меняться вслед за изменением радиального зазора, компенсирующего изменение величины радиального смещения. Таким образом, постоянства параметров можно достигнуть, если двигаться по прямой, наклоненной к оси ординат под углом

$$\gamma = arctg\left[\mu_1/(2\mu_2 tg\alpha)\right],$$

где μ_1 и μ_2 – масштабы соответственно по осям абсцисс и ординат, т.е. по линиям, параллельным s_α (рис.I).

Необходимо отметить, что при зависимом изменении x и x_τ и заданных ε_α и z остается неизменным весь комплекс геометрических параметров зацепления, кроме c_p и d_f. При переходе в дополнительный блокирующий контур изменяемыми становятся d_a и s_α при неизменных x, x_τ, α_w и d_f.

Для любого числа зубьев существует подобие блокирующих контуров с некоторым видоизменением их очертаний и размеров. Так, область существования зацепления роторов с числом зубьев, равным пяти, по существу превращается в точку и находится на границе заострения. Для зацеплений с числом зубьев роторов до II на блокирующем контуре присутствует линия заострения зубьев $s_\alpha = 0$. При большем числе зубьев граница интерференции и граница срезания вершин зубьев переходной кривой инструмента пересекаются раньше, чем наступает заострение, и являются определяющими для области существования зацепления равнозубых роторов при заданном коэффициенте перекрытия.

Коэффициент перекрытия влияет на область существования зацепления при заданном числе зубьев (рис.2) следующим образом: наружный контур соответствует области существования зацепления с $\varepsilon_\alpha = I$, внутренний с $\varepsilon_\alpha = I,2$. При дальнейшем увеличении коэффициента перекрытия область существования зацепления превращается в точку, достигая своего предельного значения для каждой пары чисел зубьев.

Увеличение коэффициента перекрытия обычно достигается увеличением диаметров вершин при неизменном межосевом расстоянии ради увеличения рабочего объема гидромашины. Это, в свою очередь, предполагает наличие защемленного объема гидромашины со всеми вытекающими отсюда негативными последствиями. Кроме того, сокращение области существования зацепления влечет за собой и сокращение потенциального диапазона межосевых расстояний.

Нередки случаи применения в шестеренных гидромашинах и косозубых роторов. Блокирующие контуры прямо- и косозубого зацепления с торцевым коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\alpha = I$ (рис.3) иллюстрируют влияние угла наклона зубьев β на область существования зацепления. Включение угла наклона зубьев в параметры зацепления как независимой переменной несколько сокращает область существования зацепления и делает возможным его реализацию

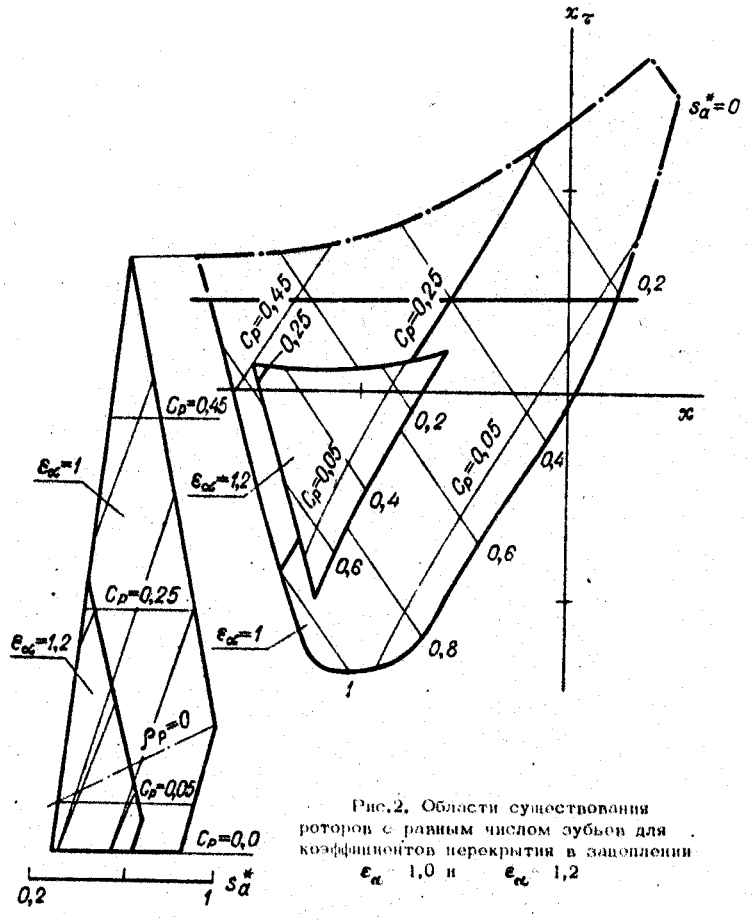


Рис.2. Области существования роторов с равным числом зубьев для коэффициентов перекрытия в зацеплении ε_α 1,0 и ε_α 1,2

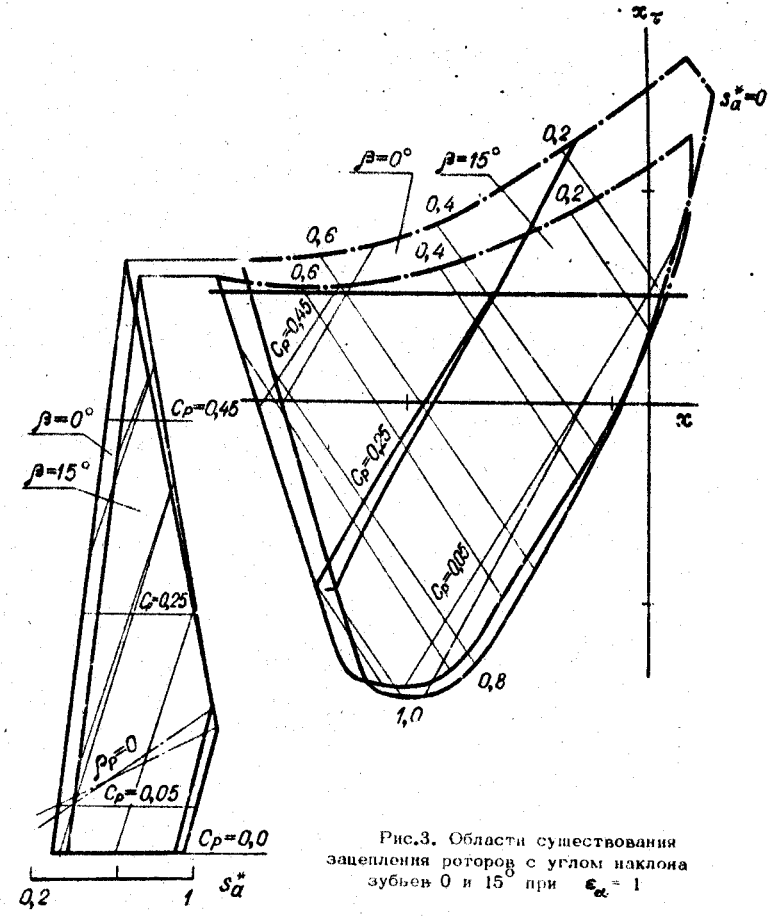


Рис.3. Области существования зацепления роторов с углом наклона зубьев 0 и 15° при ε_α = 1

при меньших коэффициентах смещения на бо́льших межосевых расстояниях. При этом интервал межосевых расстояний получается как бы сдвинутым по числовой оси вправо по сравнению с прямозубым зацеплением. У косозубого зацепления заметно раньше проявляется явление интерференции переходной кривой инструмента с вершинами зубьев нарезаемого ротора.

При одинаковых межосевых расстояниях косозубые гидромашины при равном с прямозубыми торцовом коэффициенте перекрытия в зацеплении обладают меньшим рабочим объемом. Но реализация подрезанного зацепления с $\beta > 0$ позволяет превзойти прямозубое зацепление по этому показателю и продлить интервал межосевых расстояний, при которых возможно увеличение рабочего объема без изменения основных показателей зацепления.

Область существования зацепления в значительной мере зависит и от параметров инструмента, которым нарезается зубчатый ротор (рис.4, 5).

Наибольшее влияние на область существования оказывает высота головки зуба инструмента (см. рис.4). Оно сравнимо лишь с влиянием коэффициента перекрытия. При этом с уменьшением h_a^* блокирующий контур не только резко уменьшается по площади, но и сдвигается в область меньших радиальных смещений с одновременным сужением диапазона тангенциальных смещений. Это ведет к сокращению интервала реализуемых межосевых расстояний, но минимальное значение a_w для заданного числа зубьев роторов остается неизменным и не зависит от h_a^*. Возможные достижимые величины радиальных зазоров в зацеплении изменяются пропорционально коэффициенту высоты головки за счет соответствующего изменения диаметров впадин роторов. С увеличением коэффициента высоты головки зуба инструмента картина меняется на обратную.

Толщины зубьев при равных межосевых расстояниях остаются неизменными независимо от коэффициента h_a^*. Дополнительные блокирующие контуры имеют общие линии (границы опасного подрезания и интерференций) и представляют собой подобные четырехугольники вплоть до заострения зубьев. Величины рабочих объемов гидромашин при одинаковых межосевых расстояниях и независимо от коэффициентов высоты головки равны между собой. Исключение составляют лишь зацепления в пределах дополнительных блокирующих контуров, где отсутствует детерминированная связь между a_w, d_a и ε_α, при этом увеличение рабочего объема пропорционально квадрату прироста коэффициента высоты головки.

Изменение угла профиля инструмента сопровождается значительными изменениями величин радиальных смещений, при этом практически не изменяется интервал реализуемых тангенциальных смещений (рис.5). С увеличением угла профиля ПРК область существования зацепления претерпевает одностороннее растяжение вдоль оси абсцисс в направлении отрицательных значений радиальных смещений. С уменьшением угла α блокирующий контур резко снижается, передвигая интервал реализуемых межосевых расстояний в зону их бо́льших абсолютных значений. При равных значениях радиальных смещений зубья роторов имеют бо́льшую толщину при меньших значениях угла профиля ПРК. Меньш

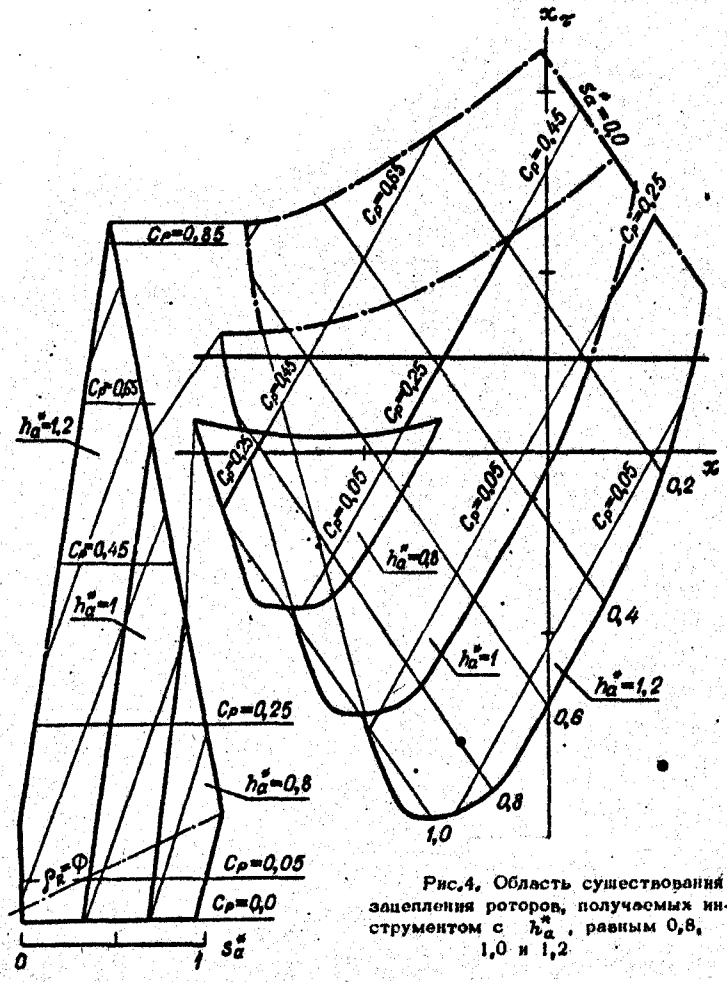


Рис.4. Область существования зацепления роторов, получаемых инструментом с h_a^*, равным 0,8, 1,0 и 1,2

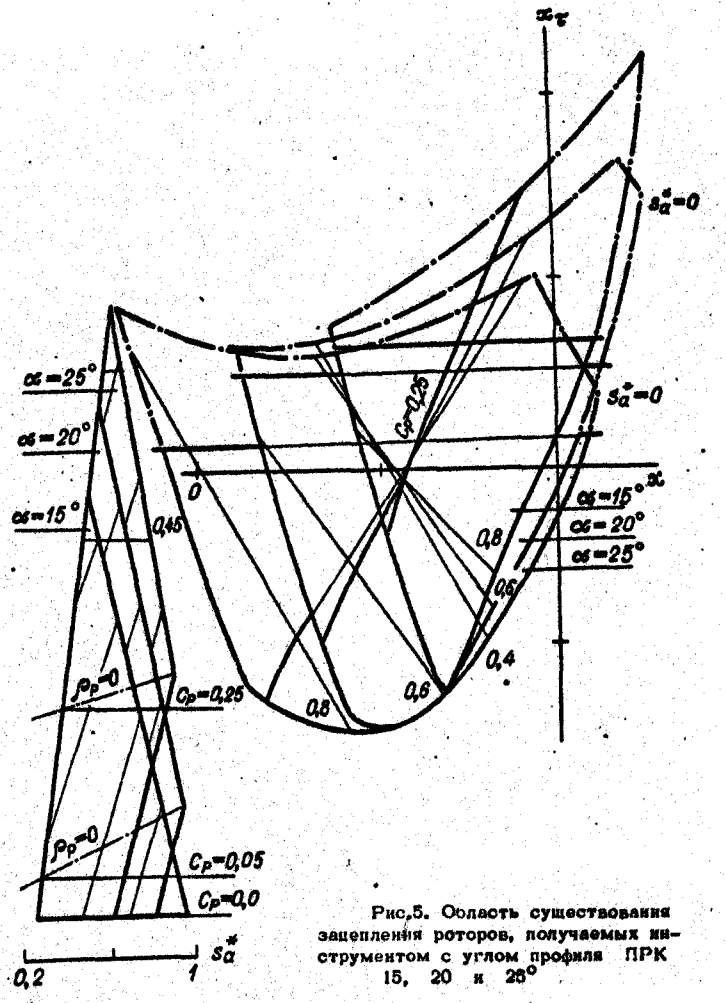


Рис.5. Область существования зацепления роторов, получаемых инструментом с углом профиля ПРК 15, 20 и 25°

углы профиля α расширяют область использования инструмента с неравноделенным шагом, поднимая ее границу в зону больших положительных тангенциальных смещений. С увеличением угла профиля ПРК эта граница снижается и может достигнуть зоны отрицательных тангенциальных смещений. Аналогично основным, дополнительные блокирующие контуры не являются равновеликими, но имеют общую границу – линию срезания вершин зубьев переходной кривой инструмента. При этом увеличением угла профиля можно достигнуть большего изменения интервала радиальных зазоров в пределах дополнительного блокирующего контура.

Таким образом, применение комбинированного смещения значительно расширяет область существования зацепления зубчатых роторов шестеренных гидромашин, даже если геометрические параметры роторов совершенно одинаковы. Такая идентичность параметров целесообразна для реверсивных машин. Для нереверсивных шестеренных гидромашин в ряде случае можно добиться и некоторого улучшения качественных характеристик последней, например КПД, перераспределением толщин зубьев между ведущим и ведомым роторами при равных диаметрах вершин [2]. Для этого, оставляя неизменным $x_1 = x_2$, сумму $x_{\tau\Sigma} = x_{\tau 1} + x_{\tau 2}$ делят между роторами в любой необходимой пропорции. При этом можно пользоваться теми же номограммами и блокирующими контурами, изменив s_α на

$$\Delta s_\alpha = d_\alpha \left(x_{\tau 1} - x_{\tau 2}\right)/z \ .$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А.с. 1413274 СССР. МКИ³ F 04 С 2/08. Шестеренная гидромашина внешнего зацепления И.П.Иванов, С.Л.Иванов (СССР). Опубл. 30.07.88. Бюл. № 28.

2. А.с. 1613686 СССР. МКИ³ F 04 С 2/08. Шестеренная гидромашина / И.П.Иванов, С.Л.Иванов, С.Г.Локшинский (СССР). Опубл. 15.12.90. Бюл. № 46.

3. Иванов И.П., Иванов С.Л. Оптимизация зубчатых зацеплений шестеренных насосов. М., 1987. Деп. в ВНИИТЭМР. 01.04.87. № 162.