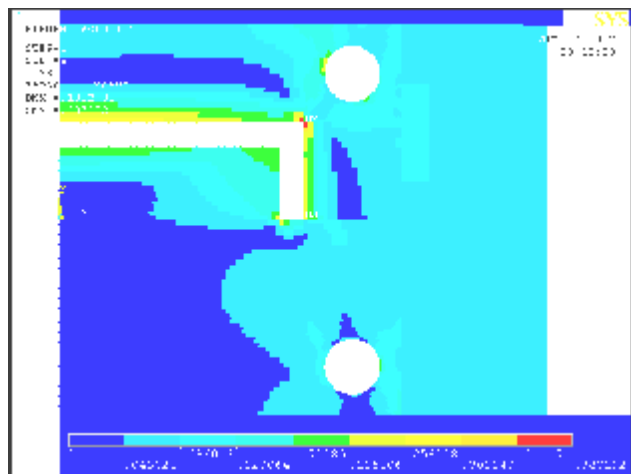


а



б

Рис. 8. Запас по критерию начала пластичности $\sigma_{\text{экв}}/\sigma_T$ с учетом (а) и без учета (б) зависимости предела пластичности от температуры

Поступила в редколлегию 23.12.2007

УДК 539.3:621.225

Н.Н. ТКАЧУК, аспирант, НТУ „ХПИ”

МЕТОДЫ И МОДЕЛИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНТАКТНОГО

ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШАРОВОГО ПОРШНЯ С БЕГОВОЙ ДОРОЖКОЙ В РАДИАЛЬНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧЕ

У роботі досліджені питання моделювання контактної взаємодії кульового поршня з біговою доріжкою в радіальній гідропередачі. Обґрунтовано застосування трьох методів аналізу напружено-деформованого стану елементів цього класу машин.

In the paper issues related to simulation of contact between a ball piston and a race track in an axial hydrovolumetric transmission are considered. Application of three various methods to stress analysis of these devices is grounded.

Введение. Одним из способов повышения нагрузочной способности деталей механизмов и машин является придание им сложной геометрической формы, которая создавала бы более благоприятные условия их сопряжения. Поиск такой формы, обеспечивающей требуемые характеристики деталей при сохранении работоспособности всего устройства, связан с решением комплекса задач, объединяемых традиционно в категорию задач геометрического синтеза. Наряду с ними возникает необходимость проведения анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) возможных вариантов синтезируемого механизма с различными параметрами и, в частности, анализа контактного взаимодействия его звеньев.

Эти задачи являются взаимосвязанными, их решение необходимо объединять в едином исследовательском цикле. В работах [1,2] был предложен подход, позволяющий организовывать многовариантные исследования механизмов с деталями сложной формы на базе общего параметрического представления моделей синтеза и анализа. С целью снижения вычислительных затрат в рамках данного подхода предложено использовать иерархическую систему моделей для анализа НДС, основанных на различных методах, как приближенных, так и более точных.

Ключевыми являются оптимальный выбор метода и взаимосвязь используемых моделей на различных этапах исследования. Определяющими здесь выступают вопросы применимости каждого отдельного метода и объем вычислений, сопряженных с его применением, которые непосредственно связаны с особенностями конкретного класса синтезируемых механических систем.

Характерным примером могут служить гидрообъемные передачи (ГОП) с шаровыми поршнями, при анализе взаимодействия которых с беговыми дорожками на корпусах статора применение различных методов определения напряженно-деформированного состояния требует учета геометрических параметров контактирующих тел. В работе исследованы вопросы применимости трех методов для данного класса механизмов в процессе синтеза параметров профилей беговых дорожек.

Цель работы состоит в разработке методов, моделей и алгоритмов для исследования контактного взаимодействия в сопряжении шарового поршня с беговой дорожкой статора радиальной гидропередачи, сравнительном анализе их преимуществ, недостатков и границ применимости, а также формировании рекомендаций по созданию программно-модельного комплекса как сред-

ства анализа и синтеза контактирующих элементов ГОП.

Постановка задачи. В данной работе рассматривается радиальная гидрообъемная передача, разработанная в КП “Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова” [3]. Такие передачи применяются в составе трансмиссий тяжелых гусеничных машин с целью повышения их тактико-технических характеристик. С их помощью на активных режимах движения осуществляется плавная регулировка хода, что повышает маневренность гусеничной машины и ресурс ее силовой установки.

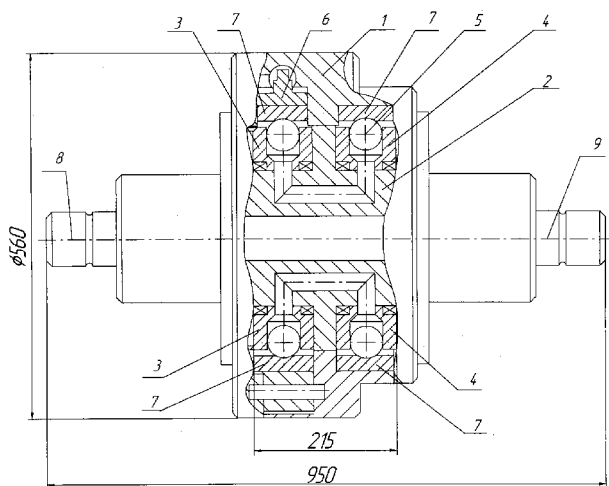


Рис. 1. Гидропередача ГОП-900 с шариковыми поршнями:
1 – корпус; 2 – блок цапфенных распределителей; 3 – блок цилиндров насоса (ротор); 4 – блок цилиндров гидромотора (ротор); 5 – шарик-поршень; 6 – статор насоса; 7 – обоймы (беговые дорожки) насоса и гидромотора; 8 и 9 – входной и выходной валы гидропередачи

Подробное описание конструкции ГОП-900 и основные ее характеристики приведены в работе [3]. Передача состоит из двух основных частей: гидронасоса и гидромотора. Их устройство практически не отличается: основными узлами как насоса, так и мотора являются статор и установленный со смещением относительно его центральной оси ротор (рис. 1). В нем имеется 9 радиально расположенных цилиндров, в которых находятся поршни, имеющие форму шара. При вращении ротора эти поршни перекачиваются по цилиндрической поверхности статора, совершая одновременно с этим поступательное движение в цилиндрах. В результате в насосе поршни производят перекачку масла, поступающего в цилиндры, в гидросистему мотора. Создаваемое давление, наоборот, приводит в движение поршни гидромотора и вызывает вращение его ротора, передаваемое на выходной вал передачи. Изменение эксцентриситета положения ротора гидронасоса при постоянном значении эксцентриситета гидромотора позволяет непрерывно изменять передаточное отношение такой ГОП.

Следует выделить следующие особенности этой машины, обуславливающие основные трудности ее проектирования и расчета.

§ Данная машина предназначена для передачи больших мощностей и кру-

тящих моментов, в связи с чем вся ее конструкция является высоконагруженной.

§ Радиальные ГОП должны иметь компактные размеры, к ним предъявляются строгие габаритные ограничения, что служит причиной того, что многие их элементы приходится проектировать с минимальными запасами прочности. Кроме этого, указанные выше требования сужают область допустимых значений конструктивных параметров. Это также усложняет задачу обеспечения требуемых характеристик таких передач.

§ Усилия в машине передаются посредством подвижного контакта ее различных элементов, в частности, шариковых поршней и корпусов статоров. В силу конструктивных особенностей передачи ход поршней в цилиндрах относительно мал, а поэтому для обеспечения большой мощности давление перекачиваемого масла должно быть большим (до 35 МПа.). Соответственно, в сопряжении поршней со статором действует значительное прижимающее усилие (до 120 кН). В связи с этим возникает вопрос об определении характера контакта этих деталей, локальных напряжений в его окрестности и параметров, влияющих на них.

Вышеперечисленные факторы и трудности создания передачи ГОП-900 привели к идее придания сложной формы внутренней поверхности корпуса статора, отличной от заложенной первоначально цилиндрической, как способу улучшения условий в контакте статора с поршнем и снижения концентрации напряжений в этих деталях. Благодаря такому конструктивному изменению поршни будут двигаться по беговым дорожкам специальной формы. Это делает возможным создание более благоприятных условий для контакта поршней с корпусом статора.

Поверхность беговой дорожки является поверхностью вращения, определяемой в плоскости, проходящей через ось статора, некоторым профилем. Его форма является вариативной, и при проектировании передачи могут быть рассмотрены различные классы профилей.

Таким образом, задача анализа взаимодействия поршня ГОП с беговой дорожкой произвольно заданного или определяемого набора параметров профиля и локального напряженно-деформированного состояния становится составной частью проектирования данной машины. Ее решение требует обоснованного выбора и рационального применения надлежащих методов и алгоритмов создания расчетных моделей и определения их параметров.

Методы исследования. В рамках общей методики предлагается использовать различные средства анализа контактного взаимодействия деталей сложной формы. Правильный выбор подходящего метода на различных этапах проектирования и расчета повышает оперативность и эффективность разрабатываемой специализированной методики анализа и синтеза отдельных механизмов и конструкций. При его совершении приходится руководствоваться, с одной стороны, требуемыми объемами вычислений и затратами на подготовку моделей, а с другой стороны, – точностью и возможностью определения различных характеристик сложного НДС элементов исследуемых механических систем.

Для оценки контактного взаимодействия поршня гидронасоса или гид-

ромотора с беговой дорожкой на статоре предлагается использовать аналитическое решение Герца [4], полуаналитический прямой метод решения задачи Синьорини, основанный на семействе точных решений для пирамидального распределения контактного давления [5-7], и метод конечных элементов (МКЭ). Каждый из этих методов обладает своей областью применимости и точностью, определяемыми, помимо его характерных особенностей, также свойствами исследуемого объекта.

Для системы „поршень – беговая дорожка” можно выделить ряд геометрических свойств, влияющих на возможность проведения анализа контактного взаимодействия с использованием того или иного метода и на достоверность получаемых результатов:

§ радиусы кривизн поверхностей поршня и статорного кольца в плоскости вращения ротора имеют противоположные знаки, что обуславливает малость зазора между ними в соответствующем направлении;

§ в силу вариативности геометрии профиля беговой дорожки конфигурация первоначального ее контакта с поршнем может быть различной: контакт может происходить в одной точке, нескольких или по участку кривой линии;

§ по этой же причине могут возникать значительные изменения кривизн контактирующих поверхностей и направлений нормалей в пределах контактной зоны.

Перечисленные особенности определяют применимость каждого из предложенных методов для анализа напряженно-деформированного состояния в сопряжении поршней со статором при заданных значениях конструктивных параметров. Так, например, решение Герца, основанное на предположении относительно геометрии тел и характера их деформирования [4, 7], теряет свою справедливость в случае нарушения какого-либо из них. Применимость соотношений теории Герца для оценки контактных давлений ограничивается лишь профилями беговой дорожки, для которых первоначальный контакт с поршнем имеет точечный характер, и нагрузками, для которых размеры контактной площадки малы настолько, что в ее пределах кривизны и направления нормалей поверхностей изменяются слабо.

Полуаналитический метод допускает большую вариативность геометрии контактирующих тел. Если в классической теории герцевского контакта принимается условие, что локальная геометрия определяется с достаточной полнотой значениями кривизн поверхностей в точке контакта и функция зазора является квадратичной, то этот метод позволяет решить задачу о контакте без трения тел более общей формы. Для них лишь должно быть справедливым допущение об эквивалентности перемещений точек их поверхностей под действием контактных усилий перемещениям на границе упругого полупространства. В этом случае исходная задача сводится к задаче о вдавливании штампа в упругое полупространство. Форма этого штампа определяется реальной функцией зазора между контактирующими телами, в данном случае – между поршнем и беговой дорожкой.

Менее строгие геометрические ограничения позволяют применять данный метод для более широкого класса профилей беговых дорожек, а дискретное представление поверхностей в районе контакта на сетке, узлы которой расположены в общей касательной плоскости тел в вершинах одинаковых равносторонних треугольников (рис. 2), дает возможность получить более точный результат, учитывающий особенности геометрии.

Метод конечных элементов является универсальным и гибким средством решения задач теории упругости, в частности, контактных задач. Он лишен ограничений, связанных с геометрией тел, однако его применение для анализа контактного взаимодействия тел сложной формы требует подготовки адекватных и точных конечно-элементных моделей (КЭМ). Они должны точно описывать геометрию поверхностей и распределение контактных давлений в зоне контакта, в особенности, на участках с малыми и быстро меняющимися кривизнами. Кроме того, адекватное представление локальных деформаций в окрестности зоны контакта требует соответствующего сгущения сетки и внутри тел, следствием чего является большая размерность применяемых для решения контактных задач конечно-элементных моделей.

Анализ моделей и результатов. Первоначально был рассмотрен следующий класс профилей беговых дорожек на статорном кольце. Для его описания применяется ортогональная система координат, началом отсчета которой является точка O на поверхности поршня, максимально удаленная от центра статора O_{st} . Направление оси Oz этой системы совпадает с направлением радиальной оси статора, соединяющей его центр O_{st} с центром поршня O_p . Ось Ox ортогональна плоскости вращения ротора, в то время как ось Oy параллельна вектору движения центра поршня по круговой траектории (рис. 3).

Профиль беговой дорожки, определяющий сечение статорного кольца в сечении плоскостью Oxz , в центральной своей части является дугой с углом раствора 2θ окружности радиуса R_t с центром в точке O_t , расположенной на оси Oz . Таким образом, средняя часть беговой дорожки представляет собой желоб тороидальной формы, по которому перекачивается поршень при вращении ротора. Радиусы желоба и поршня предполагается делать близкими для то-

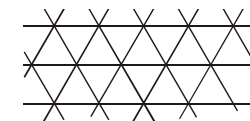


Рис.2. Фрагмент сетки, составленной из равносторонних треугольников

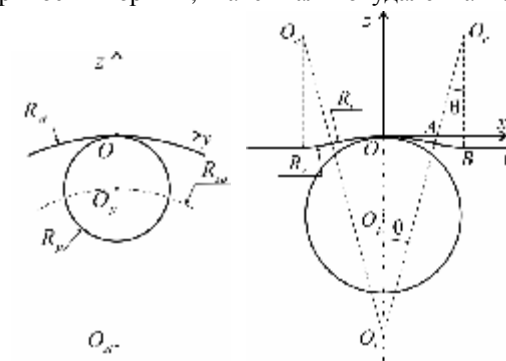


Рис.3. Геометрия тел в сопряжении поршня со статорным кольцом и профиль беговой дорожки

го, чтобы уменьшить первоначальный зазор между поршнем и беговой дорожкой в направлении оси Ox . Во избежании изломов контактирующих поверхностей, которые приводят к значительной концентрации контактных давлений при переходе от вогнутой части профиля OA к его горизонтальному участку BC , профилю придается скругление радиуса R_c (см. рис. 3). В итоге форма беговой дорожки как поверхности вращения полностью определяется параметрами ее профиля: R_i, R_c, θ . При этом значения конструк-

Таблица 1

Базовые параметры элементов ГОП-900

Обозначение	Описание	Значения
<i>Геометрические параметры</i>		
R_p	радиус поршня, м	0.03175
R_{sp}	радиус круговой траектории центра поршня, м	0.128
R_{st}	радиус статорного кольца, м	0.15975
R_{rot}	радиус корпуса ротора, м	0.145
δ	максимальный эксцентриситет, м	0.012
<i>Упругие постоянные материала поршня и статора</i>		
E	модуль упругости, ГПа	200
ν	коэффициент Пуассона	0.3
<i>Параметры нагруженности передачи</i>		
P	прижимающее усилие в сопряжении поршня со статором, кН	15 ÷ 120

тивных параметров R_p, R_{sp}, R_{st} являются заданными (табл. 1). Влияние вышеуказанных варьируемых параметров на характер контактного взаимодействия поршня со статорным кольцом в отсутствие трения и локальное НДС демонстрируется ниже результатами расчетов, проведенных различными методами.

В первую очередь представляет интерес выбор радиуса центрального желоба беговой дорожки R_i . Его значением в первом приближении определяется зазор между поршнем и статором. Действительно, в окрестности точки O каждое из контактирующих тел приближенно можно представить квадратичными формами

$$z_1(x, y) \cong \frac{1}{2R_1^x} x^2 + \frac{1}{2R_1^y} y^2; \quad (1)$$

$$z_2(x, y) \cong \frac{1}{2R_2^x} x^2 + \frac{1}{2R_2^y} y^2,$$

где индексы 1 и 2 соответствуют поверхностям беговой дорожки и поршня соответственно, а $R_i^x, R_i^y, i=1, 2$ обозначают радиусы их нормальных кривизн в направлениях Ox и Oy , являющихся главными. Их значения составляют:

$$R_1^x = -R_i; \quad R_1^y = -R_{st}; \quad (2)$$

$$R_2^x = R_2^y = R_p. \quad (3)$$

Зазор между поверхностями, соответственно, приближенно описывается квадратичной функцией

$$h^{par}(x, y) = \frac{1}{2R_{eq}^x} x^2 + \frac{1}{2R_{eq}^y} y^2, \quad (4)$$

где R_{eq}^x, R_{eq}^y – приведенные радиусы кривизн для пары поверхностей, определяющиеся как

$$R_{eq}^x = \left(\frac{1}{R_1^x} + \frac{1}{R_2^x} \right)^{-1}; \quad (5) \quad R_{eq}^y = \left(\frac{1}{R_1^y} + \frac{1}{R_2^y} \right)^{-1}. \quad (6)$$

Такое приближенное представление локальной геометрии полностью согласуется с предположением, в рамках которых построена теория Герца [4, 7]. Используя соотношения (1)-(6), с ее помощью можно оценить размеры полуосей эллиптического пятна контакта и значение максимального контактного давления при заданном значении прижимающего усилия P .

Предложенный способ оценки контактного взаимодействия поршня со статором, несмотря на простоту сопряженных с ним вычислений, обладает ограниченной областью применимости. Для исследуемого здесь класса профилей наиболее существенное ограничение связано с отличием реальной геометрии тел от приближенного представления (1). С ростом прижимающего усилия пятно контакта расширяется так, что может достичь скругления на участке AB профиля беговой дорожки. Достижение размера полуоси эллиптической площадки контакта, предсказываемое теорией Герца, в направлении Ox значений, больших полуширины тороидального сегмента беговой дорожки OA , можно принять за основной признак, указывающий на неприменимость решения Герца для данных значений геометрических параметров профиля и величины прижимающего усилия:

$$a_x(P) \leq R_i \sin \theta. \quad (7)$$

Более того, формула Герца неприменима ни для каких значений усилия P в случае, когда $R_i \leq R_p$. Если радиус желобка R_i равен радиусу поршня R_p или оказывается меньше его, то первоначальный контакт поршня со статорным кольцом происходит или по участку кривой линии, или в двух отстоящих точках, соответственно.

Полуаналитический метод применим в большем числе ситуаций и для большей области значений варьируемых параметров. Для него единственным требованием к контактирующим телам является выполнение предположения об эквивалентности деформаций на их поверхности вблизи контакта деформациям границы упругого полупространства. Для рассматриваемого класса профилей это предположение остается справедливым при небольших значениях угла θ . В действительности величины раствора дуги желоба дорожки θ , которые можно реализовать в ГОП, ограничены малыми значениями. Таким образом, применение данного метода для исследования влияния формы рассматриваемых профилей на характер контактного взаимодействия поршня со статором во всей области допустимых значений варьируемых геометрических параметров является оправданным, что подтверждается ниже представленными результатами, полученными, в частности, другими способами. Их сравнение проведено в

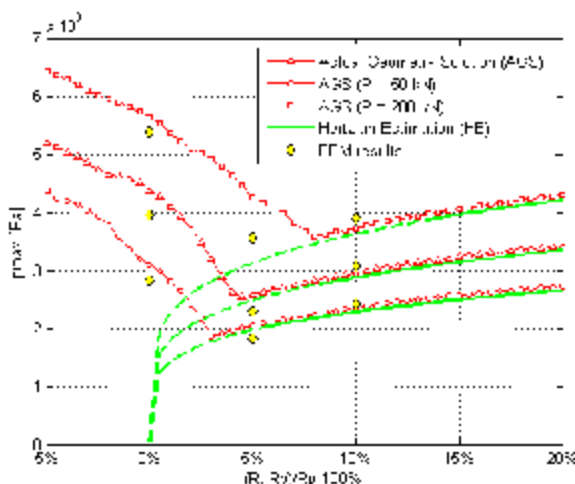


Рис. 4. Зависимости значений максимальных контактных давлений от относительной разности радиусов желоба и поршня для трех различных нагрузок ($R_c = R_p/2$, $\theta = 15^\circ$)

рамках исследования поставленного ранее вопроса выбора радиуса R_t во всем диапазоне его возможных значений. На рис. 4 представлены величины максимального контактного давления при различных значениях радиуса желоба R_t , полученные всеми тремя методами. На графике по оси абсцисс отложена безразмерная величина $(R_t - R_p)/R_p \cdot 100\%$, отражающая относительную разницу радиусов поршня и центральной части беговой дорожки в процентах. В области значений этой разности, где нарушается неравенство (7) и оценка Герца теряет свою справедливость, соответствующая кривая переходит из сплошной в прерывистую линию. При варьировании величины R_t остальные параметры профиля беговой дорожки не изменялись и были приняты следующими: $R_c = R_p/2, \theta = \pi/2$. Данные зависимости приведены для трех значений прижимающего усилия $P = 50, 100$ и 200 кН.

Приведенные ниже на рис. 5 распределения контактных давлений на оси

Ox , полученные полуаналитическим методом для значений R_t , равных $0.8R_p, 0.9R_p, 1.0R_p, 1.1R_p$ и $1.2R_p$, в случае действия прижимающего усилия $P = 100$ кН, объясняют характер исследуемой зависимости, отображенной на рис. 4. Видно, что по мере приближения радиуса желоба беговой дорожки к радиусу поршня ширина пятна контакта увеличивается, что является следствием уменьшения зазора между их поверхностями.

При этом распределение контактных давлений теряет герцевскую форму с выходом пятна контакта на скругления, когда разница между радиусами становится малой. В частности, при совпадающих R_p и R_t , для которых теория Герца предсказывает бесконечную

ширину зоны контакта, действительное распределение принимает вид, показанный на рис. 5 с двумя пиками давления в местах перехода желоба в скругление. При дальнейшем уменьшении радиуса R_t величина этих пиковых значений продолжает расти, а давление в центральной части дорожки уменьшается. В конечном итоге пятно контакта раздваивается. Происходит это во всех случаях, когда $R_t < R_p$, и первоначальный контакт поршня с беговой дорожкой осуществляется в

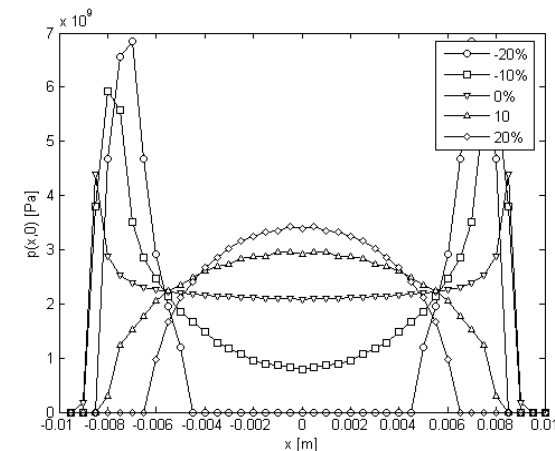


Рис. 5. Распределения контактных давлений на оси Ox для значений радиуса желоба, больших и меньших радиуса поршня

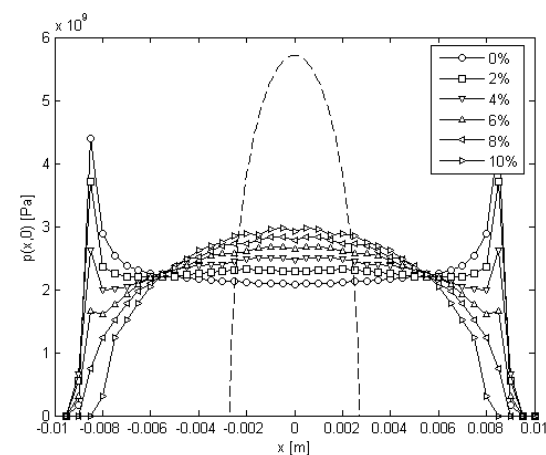


Рис. 6. Распределения контактных давлений на оси Ox при малых значениях разности радиусов желоба и поршня в сравнении с аналогичным распределением в случае статорного кольца с цилиндрической поверхностью

двух точках, а прижимающее усилие недостаточно велико. Использование профилей с такой конфигурацией контакта лишено смысла, поскольку оно приводит к излишней концентрации напряжений в сопряжении поршня со статором.

С другой стороны, придание профилю беговой дорожки статора ГОП в центральной ее части кривизн, предельно близких к кривизне поверхности поршня, представляется действенным способом понижения контактных давлений (см. рис. 4). При этом величина их концентрации на скруглениях при действии повышенных нагрузок является определяющей при выборе рациональных значений параметров профиля дорожки и, в частности, радиуса R_t .

На рис. 6 приведены распределения контактных давлений в сопряжении поршня со статорным кольцом, пребывающих под действием прижимающего усилия $P = 100$ кН, для значений относительной разности радиусов R_t и R_p , изменяющихся в пределах от 0% до 10%. Видно, что с уменьшением этой разности максимум контактных давлений перемещается из центральной точки пятна контакта к его краям в район скруглений. Тем не менее, даже эта концентрация приводит к возникновению контактных давлений, меньших, чем те, которые имеют место при взаимодействии поршня со статором с цилиндрической внутренней поверхностью. На рис. 6 их распределение для заданного ранее значения P изображено прерывистой линией. Кроме того, эти пиковые значения контактного давления можно ограничить при известной величине максимального прижимающего усилия, действующего на поршень при работе передачи, соответствующим выбором радиуса желобка дорожки R_t , используя зависимости типа приведенных на рис. 4.

Полнее оговоренную ранее закономерность раскрывают картины распределений контактных давлений в плоскости Oxy , приведенные ниже на рис. 7 для набора выбранных значений R_t . Эта серия поверхностных распределений объединяет в себе результаты, представленные на рис. 5-6. Ее анализ позволяет определить характер зависимости формы пятна контакта от величины радиуса желобка беговой дорожки и подтверждает сделанные ранее выводы относительно пределов, в которых контакт поршня со статором остается герцевским, а также положения точек максимального контактного давления и его значения.

Влияние скруглений сказывается лишь тогда, когда вследствие малой разности между радиусами R_t и R_p зазор между поршнем и поверхностью беговой дорожки в направлении оси x становится настолько малым, что при заданном усилии $P = 100$ кН, для которого отыскивались приведенные на рис. 7 распределения, длина вытянутой полуоси пятна контакта превосходит ширину центрального участка беговой дорожки. На рис. 4 верхней границе зоны таких значений относительной разности радиусов для различных значений прижимающих усилий соответствуют точки перехода линии герцевских оценок максимальных контактных давлений из сплошной в прерывистую. Там же видно, что даже в этой зоне для довольно широкого диапазона значений относительной разности радиусов кривая зависимости, предсказанная теори-

ей Герца, хорошо согласуется с более точными оценками, учитывающими реальную геометрию контактирующих тел. Для большого числа пограничных случаев наличие скруглений приводит лишь к малым отклонениям распределения контактного давления от герцевского (см. рис. 7). В остальных ситуациях форма пятна контакта существенно отличается от эллиптической.

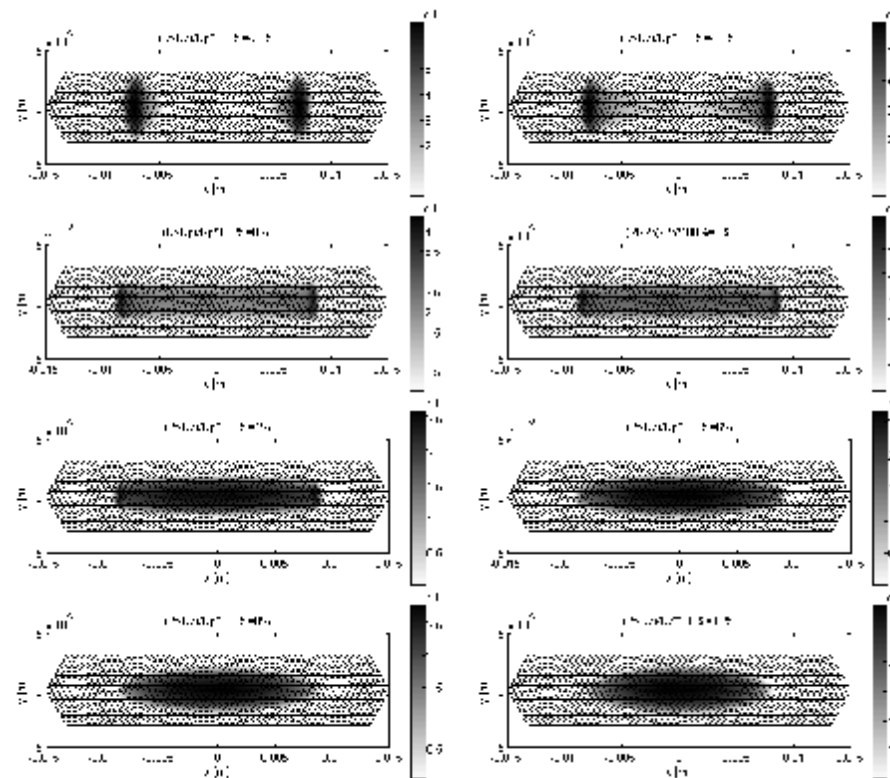


Рис.7. Поверхностные распределения контактных давлений при различных значениях разности радиусов желоба и поршня

Изменение формы контактной площадки с увеличением прижимающего усилия можно проследить на примере одного частного варианта профиля беговой дорожки с параметрами: $R_t = 1,05 R_p$, $R_c = R_p / 2$, $\theta = \pi / 12$. Распределение контактных давлений на оси Ox и в контактной плоскости, полученные полуаналитическим методом для значений нагрузки, действующей со стороны поршня на статор, равных 10 кН, 20 кН, 50 кН, 100 кН и 200 кН, приведены на рис. 8, 9. На рис. 8 прерывистыми линиями изображены распределения, предсказываемые для этих величин усилий теорией Герца. Они хорошо согласуются с кривыми, построенными с применением полуаналитического метода, при малых значениях P . Однако видно,

что с распространением контакта на скругления рассчитанные распределения все больше отклоняются от герцевских. Для проверки приведенных выше результатов, полученных исключительно полуаналитическим методом, производится конечно-элементное моделирование ограниченного набора вариантов ГОП с различными параметрами беговых дорожек.

Ниже представлены результаты расчетов, выполненных для уже рассмотренных вариантов профилей, у которых отличие радиуса желоба от радиуса поршня составляет 0 %, 5 % и 10 %. Для их получения была построена параметрическая КЭМ в САЕ-системе ANSYS Workbench со сгущением сетки в районе контакта (рис. 10). В силу наличия симметрии в системе поршень – статор моделировался лишь ее сегмент, ограниченный двумя плоскостями симметрии Oxz и Oyz . Размеры контактных элементов и элементов в зоне сгущения были выбраны такими же, что и размеры треугольной сетки, использованной при получении результатов, представленных на рис. 4-9.

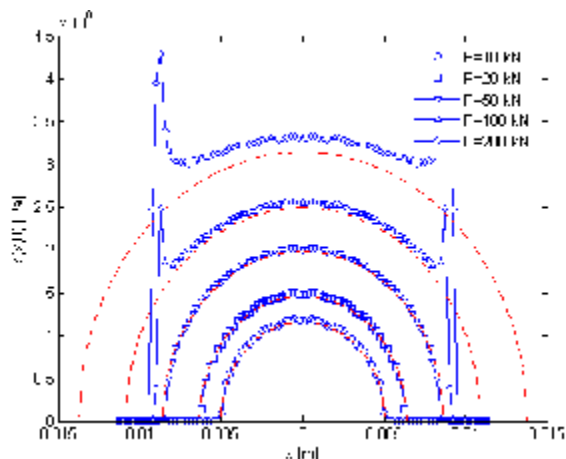


Рис.8. Распределения контактных давлений на оси Ox для различных прижимающих усилий на беговой дорожке с параметрами $R_t = 1.05R_p$, $R_c = 0.5R_p$, $\theta = 15^\circ$

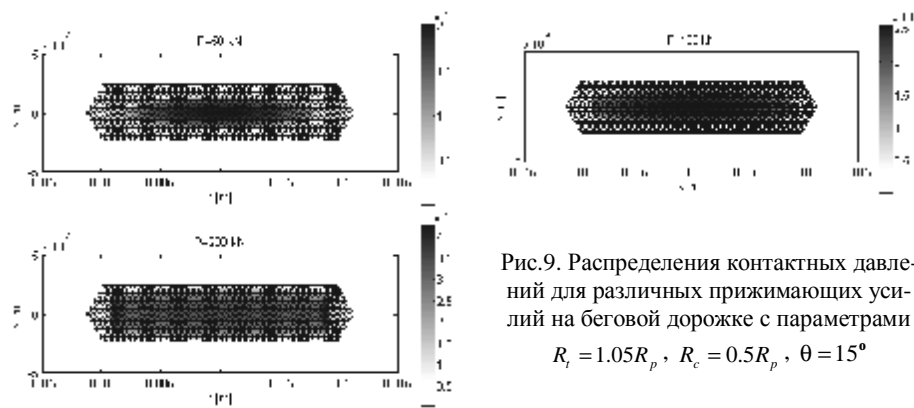


Рис.9. Распределения контактных давлений для различных прижимающих усилий на беговой дорожке с параметрами $R_t = 1.05R_p$, $R_c = 0.5R_p$, $\theta = 15^\circ$

Ниже приводятся картины распределения контактных давлений при

действии прижимающих усилий 50 кН, 100 кН и 200 кН, полученных для профиля с радиусом центральной части, превышающим радиус поршня на 5% (рис. 11). Сравнение их с аналогичными распределениями, определенными полуаналитическим методом (см. рис. 9), показывает хорошее качественное и количественное совпадение результатов. На рис. 4

представлены значения максимальных контактных давлений для всех трех рассматриваемых вариантов беговой дорожки, полученные с помощью данной параметрической КЭМ. Они также согласуются с кривыми зависимости значений максимального контактного давления от относительной разности радиусов желоба и поршня, рассчитанными с применением полуаналитического метода, что позволяет сделать вывод о его применимости для анализа контактного взаимодействия ГОП с беговыми дорожками рассмотренного типа. Построенная КЭМ служит не только для подтверждения результатов многовариантных расчетов, производимых другими методами, но и для проведения более полного анализа НДС полученных в ходе параметрического поиска вариантов конструкции. Здесь помимо контактных давлений интерес также представляют распределения напряжений и деформаций, а

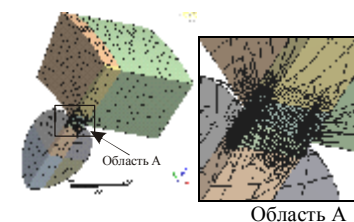


Рис.10. КЭМ модель сегмента системы „поршень – статор” со сгущением в районе контакта

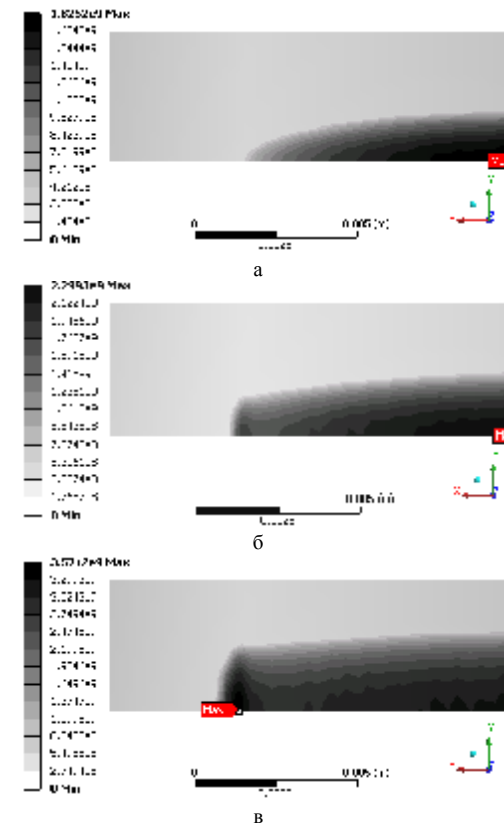


Рис.11. Распределения контактных давлений на беговой дорожке статора с радиусом желоба, на 5% превышающим радиус поршня, для значений прижимающего усилия 50 кН (а), 100 кН (б), 200 кН (в)

также их концентрация в зоне контакта (рис. 12).

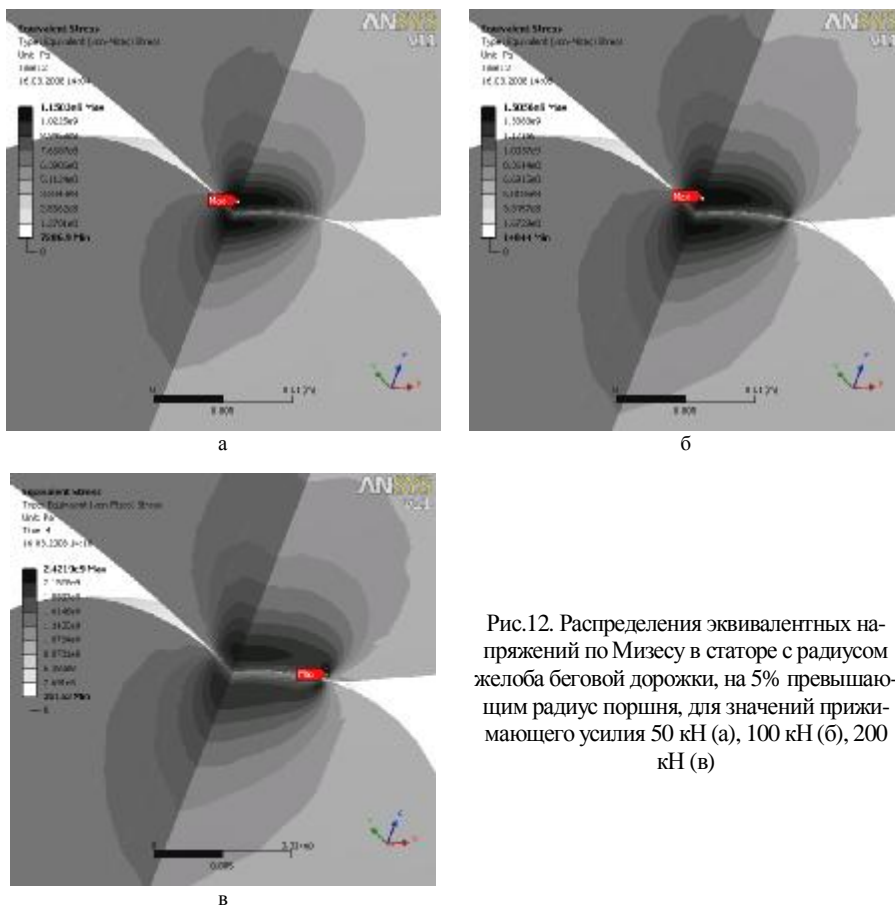


Рис.12. Распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в статоре с радиусом желоба беговой дорожки, на 5% превышающим радиус поршня, для значений прижимающего усилия 50 кН (а), 100 кН (б), 200 кН (в)

Заключение. На примере частного класса профилей беговых дорожек было продемонстрировано применение предложенного подхода к синтезу и анализу механизмов с деталями сложной формы. В его рамках анализ контактного взаимодействия тел различной формы производится несколькими методами. Предварительное их сравнение на серии тестовых задач позволило выделить области и порядок их применения, что дает возможность в дальнейшем обоснованно использовать их как инструмент анализа, встроенный в общий исследовательский цикл при проектировании ГОП с повышенной нагрузочной способностью и долговечностью их подвижных элементов, таких как поршни гидронасоса и гидромотора. Вместе с этим рассмотрен ряд частных вопросов выбора параметров беговых дорожек ГОП и, в частности, зави-

симости величины концентрации контактных давлений на ее скруглениях при действии повышенных нагрузок в системе „поршень – статор”.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что предложенный подход дает возможность эффективно проводить анализ контактного взаимодействия элементов радиальных гидрообъемных передач и может быть реализован при создании специализированной системы проектирования этого класса устройств. При этом предпочтительным является использование многоуровневых моделей всех трех рассмотренных типов с учетом ограничений, определенных в работе. Можно заключить, что предложенная ранее [1,2] технология совместного применения метода Герца, полуаналитических решений и метода конечных элементов является достаточно универсальной и гибкой для анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел, в частности, элементов гидропередач при проведении многовариантных исследований напряженно-деформированного состояния.

Список литературы: 1. *Ткачук Н.Н.* Оценка контактных напряжений в сопряжении сложнопрофильных деталей // Вестник НТУ “ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2006. – Вып. 24. – С.138-152. 2. *Ткачук Н.Н.* Особенности построения дискретных моделей тел с кинематически генерируемыми поверхностями // Вестник НТУ “ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2006. – Вып. 33. – С.133-152. 3. *Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В., Богачев С.В., Лизунов К.М.* Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень // Механіка та машинобудування. – 2004. – №1. – С.14-21. 4. *Hertz H.* Über die Berührung fester elastischer Körper // J. Reine Angew. Math. – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 5. *Li J., Berger E.J.* A boussinesq-cerruti solution set for constant and linear distribution of normal and tangential load over a triangular area // J. Elast. – 2001. – Iss. 63. – pp. 137-151. 6. *Li J., Berger E.J.* A semi-analytical approach to three-dimensional normal contact problems with friction // Comp. Mech. – Iss. 30. – 2003. – PP. 310-322. 7. *Джонсон К.* Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.

Поступила в редколлегию 17.03.08

УДК 539.3:621.01

А.Д. ЧЕПУРНОЙ, докт. техн. наук, председатель правления – директор ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь, **Т.В. ПОЛИЩУК**, зам. генерального директора ОАО „Азовобщемаш”, г. Мариуполь, **Н.А. ТКАЧУК**, докт. техн. наук, зав. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМА НАКЛОНА ПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ

У статті представлені загальні теоретичні основи для розв’язання задачі оптимального проектування механізму нахилу плавильної печі. Задача передбачає розгляд комплексу критеріїв та обмежень, аналіз процесів та станів, визначення значущих факторів, формування простору узагальнених параметрів. Запропоновано узагальнений багатоступінний алгоритм визначення раціональних конструктивних схем, структури силових елементів та їхніх параметрів.