

А.В. ТКАЧУК, канд. техн. наук, ст. науч. сотр. каф. ЭИКТ,
А.В. МАРТЫНЕНКО, мл. научн. сотр. каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БЛОКА ЦИЛИНДРОВ РАДИАЛЬНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ НА ЕГО НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ

У статті описано удосконалений підхід до визначення напружено-деформованого стану елементів гідрооб'ємних передач. Проведено дослідження впливу тиску робочої рідини, швидкості обертання, кількості циліндрів, а також інших чинників на напруження і переміщення точок блоку циліндрів.

В статті описан усовершенствованный подход к определению напряженно-деформированного состояния элементов гидрообъемных передач. Проведено исследование влияния давления рабочей жидкости, скорости вращения, количества цилиндров, а также других факторов на напряжения и перемещение точек блока цилиндров.

In the paper the improved approach is described to determination of strain-stressed state of elements of hydrovolumetric transmissions. Researches are conducted on influence of working liquid pressure, rotation speed, cylindercount, and also other factors on tension and moving of points of crankcase.

Для обоснования рациональных параметров гидрообъемных передач необходимо проводить исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) их наиболее нагруженных элементов. В данной работе ставится задача анализа их НДС.

1. Постановка задачи. Блок цилиндров (БЦ) гидрообъемных передач – сложная механическая система, определяемая множеством параметров. Кроме того, на нее действует целый комплекс нагрузок: давление, температурные деформации, натяг, центробежные силы. В связи с этим необходимо разработать численные модели, позволяющие путем многовариантных расчетов анализировать реакцию НДС блока цилиндров на изменение отдельных конструктивных параметров и компонент нагрузки. Более того, необходимо обеспечивать также совместное комплексное варьирование данных факторов для обоснования рациональных конструктивных и технологических параметров, а также режимов эксплуатации, по критериям прочности и жесткости.

В связи с этим в качестве методологической основы для реализации механизма варьирования исследуемых моделей привлекается расширенный параметрический подход, который дает возможность не только изменять числовые параметры, но и форму исследуемых областей, а также характеристики конечно-элементных моделей (КЭМ). Это очень важно, т.к. возникающие при этом задачи анализа очень громоздки и длительны в численном моделировании, а поэтому указанные этапы желательно по возможности автоматизировать. Именно такую возможность обеспечивает предлагаемый подход.

2. Формирование расчетных моделей. Методологическая основа проводимых исследований подробно описана в работах [1-5]. Указанные разработки были ис-

пользованы для формирования математической и численной (конечно-элементной) моделей НДС блока цилиндров гидрообъемной передачи ГОП-900 конструкции ХКБМ им. А.А. Морозова [6, morozov.com.ua]. При этом в качестве варьируемых факторов выступали: внутреннее давление в цилиндрах ГОП; величина натяга в сопряжении втулка (гильза); блок цилиндров; центробежные силы инерции, определяемые угловой скоростью вращения БЦ (максимальная – 314 рад/с); количество цилиндров в БЦ; количество нагружаемых блоков цилиндров (4-5 на стороне высокого давления); высота участка высокого давления (определяется текущим положением шарового поршня в пределах его хода – до 12 мм).

Высокое давление в поршне – 35 МПа, базовые размеры и параметры соответствуют приведенным в [6] (рис. 1).

Картина напряженно-деформированного состояния блока цилиндров ГОП-900 при действии всех силовых факторов в совокупности представлена на рис. 2. Видно, что максимальные перемещения точек блока цилиндров ГОП-900 наблюдаются в наиболее нагруженных по высоте цилиндрах. При этом первоначально круглое сечение цилиндра превращается в овальное, причем большая ось овала параллельна оси вращения БЦ.

Напряжения по Мизесу в блоке цилиндров наблюдаются во внутренней части цилиндров.

3. Анализ напряженно-деформированного состояния блока цилиндров в гидропередаче ГОП-900. С использованием разработанного комплекса параметрических моделей был проведен анализ влияния отдельных факторов на НДС блока цилиндров ГОП-900.

По результатам проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

- построена геометрическая КЭМ корпуса гидронасоса (КГН), позволяю-

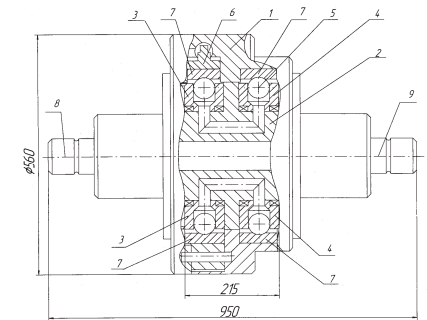


Рис. 1. Гидропередача ГОП-900 с шариковыми поршнями:
 1 – корпус; 2 – блок цапфенных распределителей; 3 – блок цилиндров насоса (ротор); 4 – блок цилиндров гидромотора (ротор); 5 – шарик-поршень; 6 – статор насоса; 7 – обоймы (беговые дорожки) насоса и гидромотора; 8 и 9 – входной и выходной валы гидропередачи

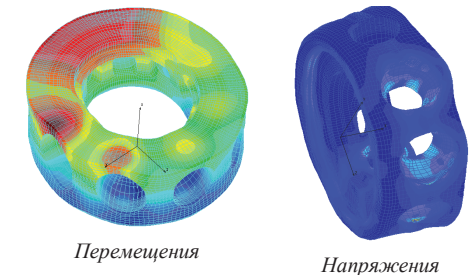


Рис. 2. Поля перемещений и напряжений при полном нагружении

шая проводить различные исследования НДС, возникающего при его работе;

- получены величины максимальных перемещений и напряжений, дающие предельную оценку возможных их значений;
- получены картины перемещений и напряжений для различных фаз движения колеса насоса при различных типах нагружения.

Максимальные напряжения наблюдаются при сосредоточенной нагрузке от давления шара, однако такое моделирование искажает реальную картину взаимодействия шара с цилиндром насоса. Сравнение величин напряжений от давления шара и масла показало, что первые превышают вторые в 2-3 раза. При реальном контакте шара с цилиндром величины их могут стать соизмеримыми и изменить характер распределения напряжений. Поэтому для получения точной картины НДС необходимо решить дополнительно задачу о контакте шара и поверхности цилиндра. Причем, учитывая неизменный характер картины напряжений от давления масла, данную задачу можно решать для циклически симметричной части насоса. При этом можно ограничиться двумя вариантами расположения шара в цилиндре: в точке минимального и максимального смещения.

Прочностные характеристики КГН, которые в основном определяются уровнем напряжений от действия внутреннего давления и центробежных сил, в целом обеспечивают работу материала корпуса в упругой области (величина напряжений по критерию Мизеса не превышает 225 МПа на всех эксплуатационных режимах). Величина контактных давлений может быть получена при решении контактной задачи о взаимодействии шара с цилиндром в нелинейной постановке, однако их предварительная оценка позволяет говорить о том, что напряжения в корпусе останутся в пределах упругости. В то же время оценку жесткостных характеристик можно в принятой формулировке считать более точной: максимальные перемещения не превышают 40 мкм. Эту величину можно считать предельной при определении изменения величины зазора в сопряжении шар-цилиндр.

Интегральные характеристики напряженно-деформированного состояния блока цилиндров ГОП-900 приведены на рис. 3, 4 (полные перемещения и эквивалентные напряжения по Мизесу).

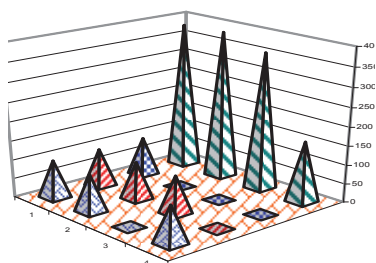


Рис. 3. Зависимость перемещений от эксплуатационных факторов

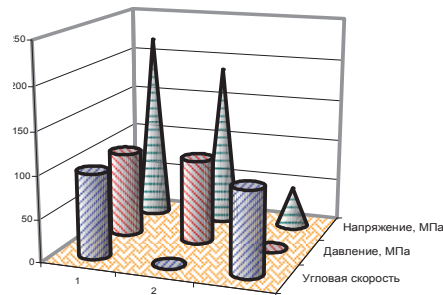


Рис. 4. Зависимость напряжений от эксплуатационных факторов

На основе проведенных исследований напряженно-деформированного состояния корпуса гидронасоса можно сделать следующие основные выводы:

1. В результате радиального деформирования поверхности цилиндров происходит увеличение зазора в сопряжении шар – стенки цилиндра, что благоприятно сказывается на условиях работы этой пары.
2. Уровень напряжений в корпусе гидронасоса обеспечивает, по крайней мере, двукратный запас прочности на протяжении всего срока эксплуатации конструкции.

Направления дальнейших исследований обуславливаются следующими обстоятельствами:

- необходимостью уточнения расчетных моделей (например, сопряжение шар – стенки цилиндра гидромотора и гидронасоса);
- изменением габаритов ГОП-900, диктуемые компоновочными решениями (как следствие – ослабление сечений элементов, входящих в состав конструкции);
- изменением габаритов ГОП, диктуемым стремлением за счет уменьшения рабочего объема повысить ее эксплуатационные характеристики (как следствие – изменение размеров, количества цилиндров и т.д.);
- изменением эксплуатационных режимов (скоростей вращения, рабочих давлений, а также их сочетаний);
- заменой материалов отдельных элементов конструкции (материал беговой дорожки, изменение режимов термообработки и т.д.);
- применением новых конструктивных решений (гильзование цилиндров, применение посадок с натягами и т.п.).

Ниже описаны результаты исследования влияния некоторых факторов на прочностные и жесткостные параметры БЦ ГОП-900.

Взаимное влияние напряженно-деформированного состояния отдельных цилиндров. Естественным вопросом при исследовании напряженно-деформированного состояния циклически симметричных систем при циклически несимметричных условиях нагружения является способ и возможность вычленения отдельной части конструкции. Это позволяет существенно упростить расчетные схемы, уменьшить размеры конечно-элементной модели и определить качественные особенности НДС корпуса гидронасоса.

На рис. 5-9 приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния корпуса гидронасоса ГОП-900 при варьировании количества цилиндров, нагруженных внутренним давлением 35 МПа, от 1 до 5.

Анализ представленных картин позволяет сделать следующие выводы:

1. Картина деформирования корпуса гидронасоса в зоне нагруженных цилиндров практически не зависит от количества нагруженных цилиндров.
2. Величина максимальных напряжений и максимальных перемещений в корпусе гидронасоса также практически не зависит от количества нагруженных цилиндров.

3. Характер изменения зазора при действии нагрузки следующий: первоначально круглый контур цилиндра превращается в овал, вытянутый вдоль оси вращения корпуса, вследствие чего зазор между направляющими и шаровым поршнем увеличивается неравномерно по окружности цилиндра.

4. Зависимости максимальных напряжений $\sigma_i^{\max}$ и максимальных результирующих перемещений $u_{rez}^{\max}$ от внутреннего давления q следующая:

$$\sigma_i^{\max} = k_{\sigma} q, \quad u_{rez}^{\max} = k_u q, \quad (1)$$

где коэффициенты пропорциональности k_{σ} , k_u сведены в табл. 1 и приведены на рис. 10.

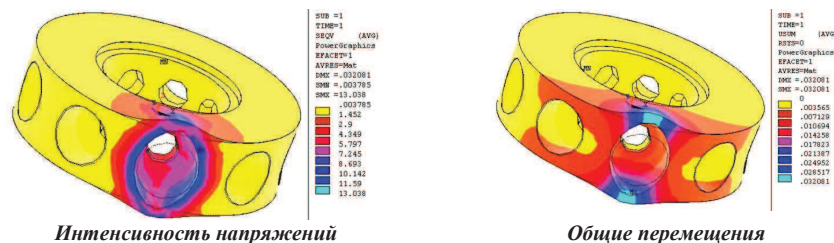


Рис. 5. Картины напряженно-деформированного состояния блока цилиндров: 1 нагруженный цилиндр

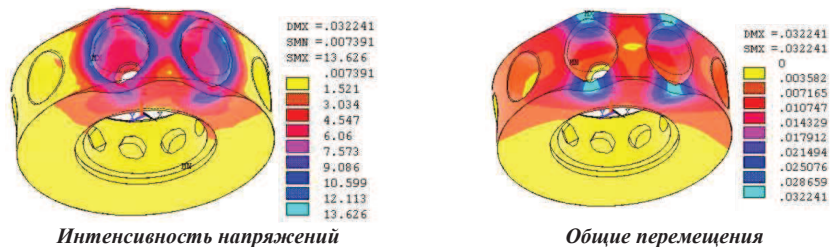


Рис. 6. Картины напряженно-деформированного состояния блока цилиндров: 2 нагруженных цилиндра

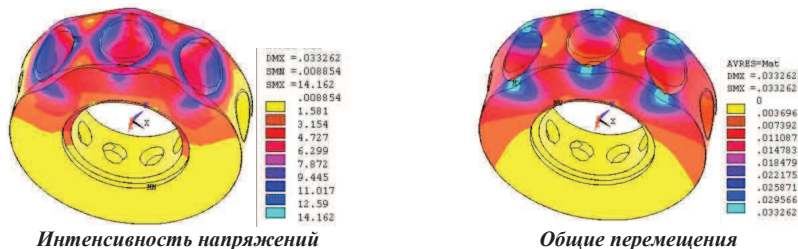


Рис. 7. Картины напряженно-деформированного состояния блока цилиндров: 3 нагруженных цилиндра

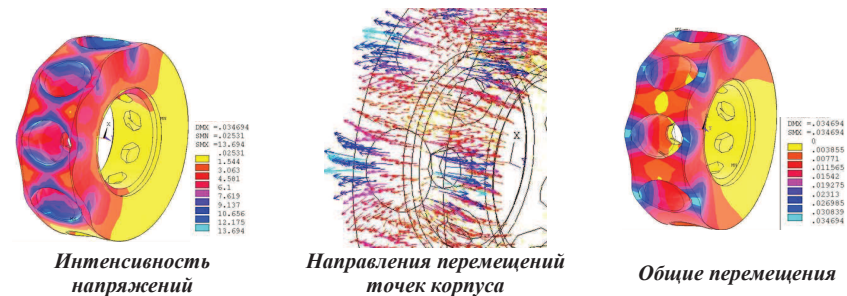


Рис. 8. Картины напряженно-деформированного состояния блока цилиндров: 4 нагруженных цилиндра

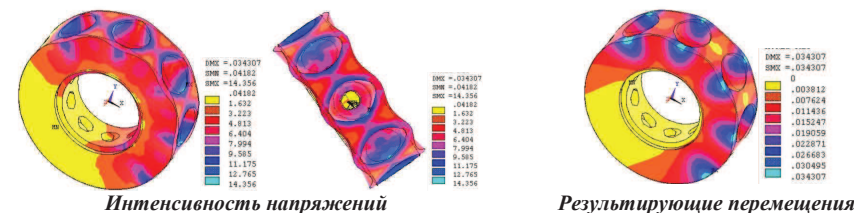


Рис. 9. Картины напряженно-деформированного состояния блока цилиндров: 5 нагруженных цилиндров

Таблица 1

Зависимости максимальных напряжений и максимальных результирующих перемещений от внутреннего давления

Параметры	Количество нагруженных цилиндров				
	1	2	3	4	5
k_{σ}^n	3,73	3,89	4,05	3,91	4,10
k_u^{σ} , мкм/МПа	0,91	0,91	0,94	1,0	0,97
$\sigma^* = k_{\sigma}^n / k_{\sigma}^5$ (sigma)	0.9097561	0.9488	0.9878	0.9537	1
$u^* = k_u^{\sigma} / k_u^5$ (u)	0.93814433	0.9381	0.9691	1.0309	1

Таким образом, давление в цилиндре корпуса гидронасоса оказывает слабое влияние на НДС в соседних цилиндрах, и в первом приближении деформирование цилиндров (а также напряженное состояние в его окрестности) можно рассматривать независимо от других

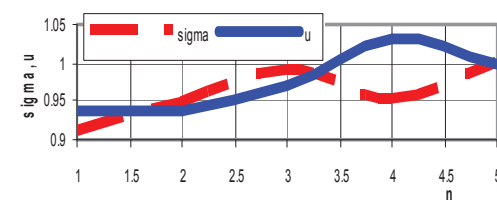


Рис.10. Зависимость относительных напряжений и перемещений от количества нагруженных цилиндров

цилиндров.

Влияние конструктивных схем исполнения корпуса гидронасоса на его напряженно-деформированное состояние. Постоянный процесс улучшения конструкции ГОП-900 связан с устранением различных недостатков, обнаруженных в процессе предварительных испытаний на специальных стендах. Разработанный специализированный программный комплекс „ГОП-НДС” позволяет исследовать влияние качественных изменений конструкций на прочностные и жесткостные характеристики.

В частности, первоочередной интерес представляют определение зависимостей и характеристик напряженно-деформированного состояния от внедрения в корпус гидронасоса и гидромотора ГОП втулок из специальных материалов, количества цилиндров в корпусе гидронасоса и корпусе гидромотора, влияние сборочных напряжений на напряженно-деформированное состояние корпуса гидронасоса ГОП-900.

Влияние сборочных напряжений на напряженно-деформированное состояние корпуса гидронасоса ГОП-900. Ставится задача определения влияния на напряженно-деформированное состояние насоса следующих параметров:

- величина натяга втулки при ее посадке в корпус насоса (Δ , мкм);
- свойств материала втулки (модуль упругости материала);
- угловой скорости вращения корпуса насоса (ω , $с^{-1}$).

Внешний вид модели конструкции, созданной в комплексе Pro/ENGINEER, показан на рис. 11.

Поскольку конструкция является циклично симметричной, производился расчет одной девятой части модели. При расчетах использовался метод конечных элементов, на основе которого работает комплекс ANSYS. Выбор этого метода обусловлен его универсальностью при проведении инженерного анализа и возможностью применения практически для любой задачи. Расчетная конечно-элементная модель, созданная на основе параметрической, представлена на рис. 12.

Наглядное представление НДС в виде графиков в двумерном пространстве или сложных поверхностей в пространствах большей размерности позволяет наиболее точно оценить влияние каждого параметра. Поэтому полученные результаты представлены ниже в виде таблиц, рисунков и графиков.

Параметры при проведении расчетов варьировались в следующих пределах: модуль упругости материал втулки от 0,01 до 1,0 (ГПа) (диапазон включает свойства различных черных и цветных металлов, а также керамиче-

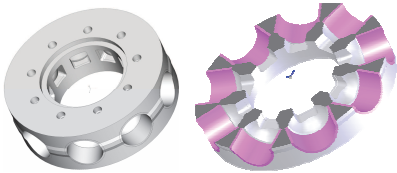


Рис. 11. Внешний вид и разрез корпуса гидронасоса со вставленными втулками

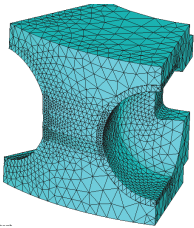


Рис. 12. Расчетная конечно-элементная модель в программе ANSYS

ских материалов); величина предварительного натяга – от 50 до 200 (мкм); скорость вращения – от 25 до 100 ($с^{-1}$). Дополнительно втулка нагружалась давлением на внутреннюю поверхность величиной 35 МПа.

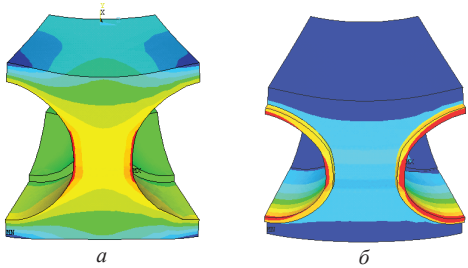


Рис. 13. Радиальные перемещения точек модели:
а – корпус ();
б – вся модель ()

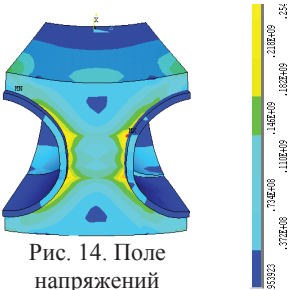


Рис. 14. Поле напряжений в модели

Всего было проведено 3 серии расчетов с варьированием различными параметрами. Общая картина полей перемещений и напряжений в модели, характерная для всех расчетов без учета числовых значений, приведена на рис. 13 и 14 соответственно. В табл. 2 и на рис. 15, 16 представлены результаты и графики зависимостей перемещений и напряжений в корпусе от модуля упругости материала втулки.

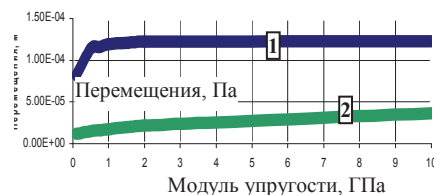
Таблица 2
Зависимость параметров напряженно-деформированного состояния модуля упругости материала втулки

№ пп.	E , 10^{11} Па	Δ , мкм	ω , $с^{-1}$	Радиальные перемещения (вся модель), мкм	Радиальные перемещения (корпус), мкм	Эквивалентные напряжения, МПа
1	0.1	100	50	81.7	11.6	327
2	0.5	100	50	11.4	14.9	448
3	0.75	100	50	11.6	16.2	424
4	1	100	50	11.9	17.6	540
5	1.5	100	50	12.1	19.9	614
6	2	100	50	12.2	22.0	673
7	10	100	50	12.3	36.3	269

Анализ представленных графиков свидетельствует о том, что наблюдаются 3 различных по характеру участка на каждой кривой, соответствующих участкам:

$$E_{\text{в}} \ll E, E_{\text{в}} \approx E, E_{\text{в}} \gg E,$$

Рис. 15. Радиальные перемещения конструкции:
1 – вся модель; 2 – корпус



где $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па – модуль упругости базового материала корпусов гидронасоса и гидромотора. Перемещения при существенном возрастании E_b не меняются, а напряжения растут, что свидетельствует о необходимости применения материала с модулем упругости, не сильно отличающимся от модуля упругости основного материала.

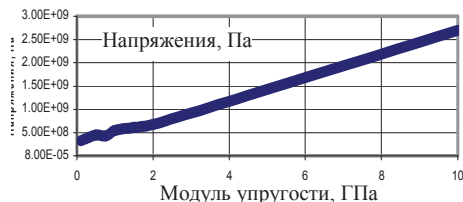


Рис. 16. Эквивалентные напряжения

В табл. 3 и на рис. 17, 18 представлены результаты и графики зависимостей перемещений и напряжений в корпусе от натяга втулки. При анализе полученных данных можно сделать следующие выводы: максимальные перемещения зависят практически линейно от величины натяга; при натяге, меньшем 100 мкм, напряжения практически не зависят от его величины; при дальнейшем увеличении натяга напряжения возрастают.

Таблица 3
Изменение характеристик напряженно-деформированного состояния при варьировании натяга втулки

№ пп	Δ , мкм	Радиальные перемещения (вся модель), мкм	Радиальные перемещения (корпус), мкм	Эквивалентные напряжения, МПа
1	50	55.4	12.9	401
2	100	116	16.2	424
3	200	243	22.9	682

Рис. 17. Радиальные перемещения конструкции: 1 – вся модель; 2 – корпус

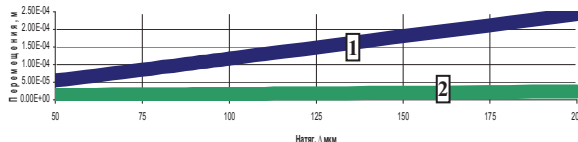
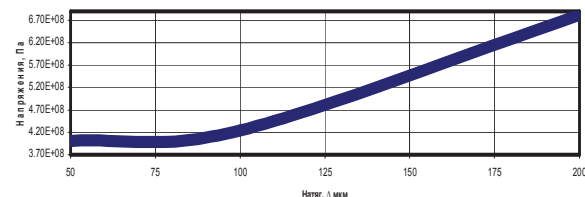


Рис. 18. Эквивалентные напряжения

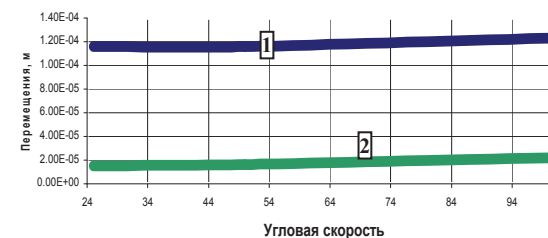


В табл. 4 и на рис. 19, 20 представлены результаты и графики зависимостей перемещений и напряжений в корпусе от угловой скорости вращения. Видно, что при значении натяга более 125-150 мкм в качестве материала втулок необходимо использовать стали с очень высокими механическими характеристиками (см. рис.18 и табл. 3).

Таблица 4
Зависимость характеристик напряженно-деформированного состояния от угловой скорости вращения

№ пп	ω , $с^{-1}$	Радиальные перемещения (вся модель), мкм	Радиальные перемещения (корпус), мкм	Эквивалентные напряжения, МПа
1	25	116	15.0	497
2	50	116	16.2	424
3	100	123	21.7	494

Рис. 19. Радиальные перемещения конструкции: 1 – вся модель; 2 – корпус



Приведенные на рис. 19, 20 графики свидетельствуют о том, что максимальные перемещения зависят от угловой скорости близко к параболическому закону.

При использовании различных материалов для изготовления корпуса гидронасоса и втулок цилиндров (в частности, стали Р6М5Ф-МП) можно в 1,5-2,0 раза увеличить запас прочности и в 1,75-2,25 раза – ресурс гидронасоса.

В ходе выполненных исследований влияния конструктивных параметров на напряженно-деформированное состояние гидрообъемной передачи был разработан инструмент параметрического анализа влияния на напряженно-деформированное состояние некоторых конструктивных элементов трансмиссий колесных и гусеничных машин и предложен новый подход, который может быть положен в основу многофакторного анализа и синтеза сложных машиностроительных конструкций.

Влияние количества цилиндров на напряженно-деформированное состояние блока цилиндров гидронасоса. Количество цилиндров является одним из наиболее существенных факторов, определяющих напряженно-деформированное состояние корпуса гидронасоса. С использованием разработанного программного комплекса „ГОП-НДС” проведены расчеты напряженно-деформированного со-

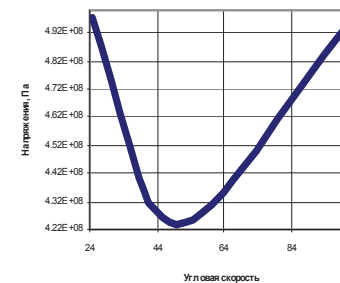


Рис. 20. Эквивалентные напряжения

стояния КГН при различном количестве цилиндров (при условии сохранения их общего рабочего объема). В табл. 5 и на рис. 21 приведены результаты исследований (нагружался 1 цилиндр давлением 35 МПа).

Таблица 5

Результаты исследования влияния количества цилиндров на напряженно-деформированное состояние корпуса гидронасоса

К-во цилиндров, n	Интенсивность напряжений	Полные перемещения
7		
9		
11		
13		

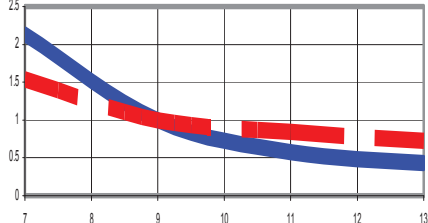
Примечание: базовый вариант блока – с 9 цилиндрами

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что рациональным с точки зрения обеспечения прочности и жесткости является количество цилиндров 9 и 11, поскольку увеличение этого количества незначительно снижает напряжения и перемещения, а уменьшение приводит к резкому их росту.

Комплексный параметрический анализ конструкции корпуса гидронасо-

са позволяет сделать следующие выводы.

1. Предложенный базовый вариант конструкции корпуса гидронасоса ГОП-900 обеспечивает его прочность во всем диапазоне эксплуатационных нагрузок, в том числе и при наиболее неблагоприятных сочетаниях различных факторов (напряжения – до 300 МПа).



— — — относительные максимальные перемещения $\bar{u} = \bar{u}^n = u^n / u^9$
 — — — относительные максимальные напряжения $\bar{\sigma} = \bar{\sigma}_i^n = \sigma_i^n / \sigma_i^9$

Рис. 21. Зависимость относительных характеристик НДС корпуса гидронасоса от количества цилиндров

2. В базовом варианте конструкции отмечается рост зазоров в сопряжении цилиндр – поршень в пределах величины номинального зазора (до 40 мкм) за счет упругого деформирования корпуса, что благоприятно сказывается на условиях обтекания шарового поршня.

3. Существенное увеличение площади сечения и профиля радиального зазора в сопряжении цилиндр – поршень от упругих деформаций корпуса требует в соотношениях для характеристик ГОП, в которых содержится номинальное значение радиального зазора, внесения соответствующей корректировки.

4. Напряженно-деформированное состояние корпуса гидронасоса ГОП-900 можно рассматривать отдельно для каждого сектора в 40°, поскольку взаимное влияние НДС в цилиндрах не превышает 10%.

5. Рациональные величины натяга в сопряжении цилиндр – поршень находятся в интервале 75-100 мкм, поскольку дальнейшее увеличение натяга приводит к резкому росту напряжений.

6. Рекомендуемое количество цилиндров в корпусе гидронасоса – от 9 до 11. Рост количества цилиндров незначительно снижает напряжения, а уменьшение количества цилиндров от 9 до 7 сразу в 1,5 – 2,2 раза увеличивает напряжения и перемещения.

7. Сравнительное исследование напряженно-деформированного состояния корпуса гидронасоса ГОП-900 показало практически идентичные картины и характеристики прочности и жесткости при использовании тетраэдральных и призматических конечных элементов. При этом большая точность достигается при применении Solid-элементов высокого порядка.

8. Учет контактного взаимодействия приводит к тому, что уровень максимальных напряжений увеличивается до 30 %, а качественная картина напряженного состояния остается неизменной.

9. Применение высокопрочных сталей в целом увеличивает запас прочности и долговечности КГН в 2 и более раза. В то же время анализ номенклатуры сталей, сплавов и керамических композиций показывает, что существует большое количество сталей, которые при рекомендуемом в работе наборе

конструктивных схем и параметров обеспечит приемлемый уровень прочности и жесткости элементов ГОП. Таким образом, их применение может быть оправдано только при таком изменении конструкции, которое приведет увеличение напряжений и деформаций в 1,5 и 2,0 раза.

10. Прочность и жесткость исследуемых элементов гидрообъемных передач обеспечивается в рамках базовой схемы конструкции за счет применения различных материалов для изготовления блока цилиндров, втулки, шарового поршня. Таким образом, определяющими в данном случае при выборе материала могут выступать технологические и эксплуатационные требования.

4. Исследование напряженно-деформированного состояния фрагмента блока цилиндров гидропередачи при многокомпонентном нагружении. Как следует из анализа результатов исследования блока цилиндров гидропередачи ГОП-900, его НДС представляет собой сложную совокупность полей от действия различных факторов. Учитывая нелинейный характер задачи (поскольку в ней присутствует воздействие от натяга втулки, описываемое в виде неравенств), в данном случае нельзя применять принцип суперпозиции для суммирования реакций от множества воздействий, получая итоговое напряженно-деформированное состояние. А это требует проведения серии многовариантных расчетов НДС при действии различных комбинаций нагрузок. С другой стороны, проводить такие расчеты на полной конструкции – достаточно громоздкая задача. Учитывая, что влияние НДС отдельных секций БЦ незначительно (см. выше), можно ограничиться в первом приближении расчетом фрагмента – 1/9 блока (рис. 22).

После определения рациональных параметров проектируемой гидропередачи было проведено дополнительное исследование НДС блока цилиндров. В данном случае появляется возможность разбиения этого фрагмента на конечные элементы (КЭ) преимущественно призматической формы с регулярным расположением КЭ. Это позволяет получать более высокую точность результатов при умеренных размерах конечно-элементных моделей. Таким образом, появляется возможность оперативного анализа напряженно-деформированного состояния части блока цилиндров ГОП-900.

На рис. 23 представлены характерные распределения общих перемещений и эквивалентных напряжений по Мизесу, а на рис. 24 – эквивалентные напряжения во втулке. Видно качественное и количественное соответствие данных результатов и результатов предварительных исследований (см. выше).

Выводы. Анализ полученных зависимостей позволяет сделать следующие выводы.

1. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния отдельных фрагментов блока цилиндров гидрообъемной передачи ГОП-900 в

целом соответствует результатам, полученным для всей конструкции.

2. В конструкции наиболее напряженным элементом является втулка. В связи с этим требования к механическим характеристикам материала, используемого для ее изготовления, должны быть высокими.

3. Для обеспечения приемлемого уровня напряжений необходимо рационально выбирать натяг в сопряжении «втулка – блок цилиндров».

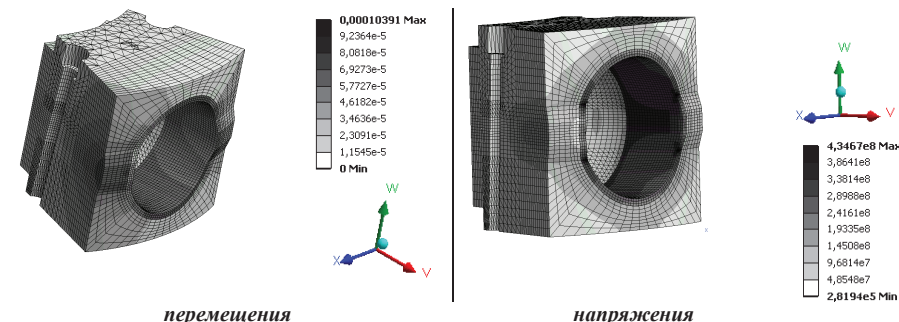


Рис. 23. Картины распределения общих перемещений и напряжений в 1/9 блока цилиндров гидрообъемной передачи ГОП-900

В дальнейших исследованиях планируется использовать разработанные модели и подходы для анализа влияния различных факторов на напряженно-деформированное состояние блока цилиндров гидрообъемной передачи ГОП-900.

Список литературы: 1. *Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания* / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной, Е.А. Орлов, Н.Н. Ткачук // *Механіка та машинобудування*. – Харків: НТУ „ХПГ”, 2006. – №1. – С. 57-79. 2. *Ткачук А.В. Математическое моделирование динамических процессов и напряженно-деформированного состояния элементов гидрообъемной передачи* / А.В. Ткачук, Н.Н. Ткачук // *Вісник НТУ „ХПГ”. Тем. вип.: „Колесные и гусеничные машины специального назначения”*. – Харків: НТУ „ХПГ”, 2003. – № 28. – С.9-19. 3. *Комплексные исследования влияния различных факторов на напряженно-деформированное состояние блока цилиндров гидропередачи ГОП-900* / А.В. Мартыненко, А.В. Ткачук, А.А. Зарубина, Л.Н. Бондаренко // *Вісник НТУ „ХПГ”. Тем. вип.: „Машиноведение и САПР”*, 2007. – № 3. – С.78-81. 4. *Мартыненко А.В. Применение экспериментальных голографических методов при исследовании элементов гидрообъемных передач* / А.В. Мартыненко // *Вісник НТУ „ХПГ”. Тем. вип.: „Машиноведение и САПР”*, 2006. – № 3. – С. 117-133. 5. *Мартыненко А.В. К вопросу о численном моделировании и экспериментальных исследованиях элементов гидрообъемных передач* / А.В. Мартыненко // *Вісник НТУ „ХПГ”. Тем. вип.: „Машиноведение и САПР”*, 2009. – № 12. – С. 112-118. 6. *Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень* / Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В. и др. // *Механіка та машинобудування*. – Харків: НТУ „ХПГ”, 2004. – №1. – С.14-21.

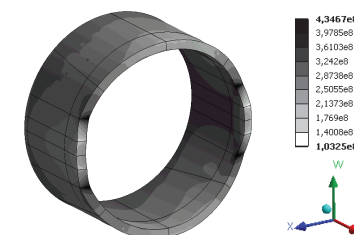


Рис. 24. Эквивалентные напряжения по Мизесу во втулке блока цилиндров ГОП-900