

ISSN 0042-4633



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ



11/2012



ООО «НАДЕЖНОСТЬ ТЯЖЕЛЫХ МАШИН»

109428, Россия, г. Москва, Рязанский проспект, 8-А

Тел.: +7 (495) 730-4695, Факс: +7 (495) 737-5622

E-mail: info@nadezhnost.com http://nadezhnost.com

Компания ООО "НАДЕЖНОСТЬ ТЯЖЕЛЫХ МАШИН" (ООО "НАДЕЖНОСТЬ ТМ"), ранее ООО "НАДЕЖНОСТЬ ПЛЮС", создана на базе отдела надежности, долговечности и прочности металлургических машин АХК "ВНИИМЕТМАШ" (Москва). С 2005 г. ООО "НАДЕЖНОСТЬ ТМ" входит в состав Международного Союза производителей металлургического оборудования "Металлургмаш". С 2010 года компания является официальным представителем в России и странах СНГ чешского концерна TS Plzeň a.s. (ранее ŠKODA) и совместно с ним проводит полный комплекс работ по проектированию, изготовлению, глубокой модернизации и увеличению усилия мощных гидравлических прессов и прокатного оборудования.

Основными направлениями деятельности компании являются:

- ◆ Оценка прочности металлургических машин и оборудования на стадии проектирования и обеспечение их безотказной работы на протяжении всего срока эксплуатации;
- ◆ Экспертиза технического состояния металлургических машин и оборудования, относящихся к опасным производственным объектам и находящихся в ведении РОСТЕХНАДЗОРА (миксеры для перевозки жидкого чугуна, поворотные стенды УНРС, домны, конверторы и др.);
- ◆ Составление паспортов надежности действующих машин и оборудования и выявление конструкций, которые выйдут из строя до окончания срока эксплуатации;
- ◆ Разработка конструктивных и технологических решений для предупреждения отказов действующих машин и оборудования, их модернизация, обеспечивающая длительную безотказную работу;
- ◆ Разработка и внедрение конструктивных и технологических решений для скорейшего восстановления деталей в случае их внезапного разрушения;
- ◆ Модернизация конструкций деталей для замены разрушенных, устраняющая конструктивные и технологические ошибки, вызвавшие разрушение;
- ◆ Расширение технологических возможностей металлургических машин путем увеличения усилия, несущей способности и ресурса при сохранении существующих базовых деталей;
- ◆ Модернизация систем привода, управления и механизации, обеспечивающая современный производственный уровень оборудования;
- ◆ Разработка, изготовление и монтаж систем контроля прочностных и технологических параметров металлургических машин;
- ◆ Проектирование и изготовление крупногабаритных деталей;
- ◆ Разработка технологии восстановительного ремонта и ремонт объектов РОСТЕХНАДЗОРА;
- ◆ Восстановление изношенных цилиндрических и плоских поверхностей на месте с применением мобильного оборудования и станков для механической обработки и наплавки;
- ◆ Восстановление сваркой крупногабаритных деталей с трещинами без предварительного подогрева и последующей термообработки деталей на месте в условиях цеха;
- ◆ Капитальный ремонт мощных гидравлических прессов, прокатных станов и других металлургических машин.

За годы работы специалисты компании накопили уникальный опыт решения сложнейших научных и инженерных задач на ведущих металлургических и машиностроительных предприятиях России и СНГ. Этот опыт лег в основу диссертаций, успешно защищенных сотрудниками компании. Научная деятельность ООО "НАДЕЖНОСТЬ ТМ", посвященная вопросам обеспечения надежности базовых деталей мощных прессов и других металлургических машин, отражена в значительном количестве опубликованных статей и монографий, а также полученных патентах.

Ю. С. СЕМИЧЕВ (ОАО "Корпорация ВСМПО—АВИСМА", г. Верхняя Салда), И. А. СУРКОВ, канд. техн. наук (ООО "Надежность ТМ", г. Москва), e-mail: info@nadezhnost.com

Влияние плотности разбиения на элементы конструктивного концентратора напряжений на точность расчета методом конечных элементов

Показано, что недостаточная плотность разбиения на элементы объема материала детали в зоне концентратора напряжений при инженерных расчетах методом конечных элементов не только снижает точность расчета, но и, в ряде случаев, приводит к ошибочным результатам и неверным техническим решениям.

Ключевые слова: метод конечных элементов, плотность разбиения на элементы, концентратор напряжений, схема нагружения.

It was shown that defective tightness of element decomposition of component part material volume in section of stress concentrator at engineering design by finite element method not only impairs accuracy of design but in some cases ends in erroneous results and wrong technical solutions.

Keywords: finite element method, tightness of element decomposition, stress concentrator, loading condition.

Разрушения базовых деталей тяжелонагруженных машин, как правило, являются главной причиной длительных простоев, значительных расходов на ремонт, а в ряде случаев и причиной тяжелых аварийных ситуаций. Анализ разрушений показал, что их основная причина — усталостные трещины, образовавшиеся в результате значительных напряжений в зонах конструктивных концентраторов. Своевременное и точное определение максимальных напряжений позволяет применить конструктивные и технологические мероприятия по их снижению, обеспечивая тем самым неограниченную долговечность базовых деталей.

В настоящее время для установления связей напряженного состояния детали с ее конструктивными особенностями и условиями нагружения используют метод конечных элементов (МКЭ). Существующие программы МКЭ содержат препроцессоры, создающие конечно-элементные сетки в автоматическом и полуавтоматическом режимах. Управление созданием сетки позволяет задать

необходимую плотность элементов по объему детали с учетом ее конструкции и схемы нагружения. Точность расчета напрямую связана с частотой разбиения на элементы зон концентрации напряжений. Однако отсутствие количественной связи частоты разбиения таких зон с конфигурацией и схемой нагружения детали не только снижает точность расчета, но в ряде случаев приводит к ошибочным результатам.

Для примера рассмотрим расчет МКЭ двухэкскентриковых валов кривошипных горячештамповочных прессов (КГШП) [1]. Цель работы — оптимизация конструкции двухэкскентриковых валов тяжелых КГШП, которая заключается в выборе формы переходной зоны от опорной части вала к диску эксцентрика, уменьшающей максимальные напряжения по сравнению с радиусной формой переходной зоны (рис. 1, элемент A). Расчет выполнен для центральной нагрузки, что с учетом симметрии узла позволяет рассматривать половину вала.

В базисных конфигурациях двухэкскентриковых валов зона

перехода в плоскости симметрии вала выполнена как четверть окружности радиуса P_4 (рис. 2, a). Сравниваемый контур галтельного перехода (рис. 2, б) состоит из поверхности, которая в плоскости симметрии представлена линией, образованной концевыми круговыми дугами, сопряженными с линиями контуров вала и эксцентрикового диска, и прямой линией, соединяющей эти дуги.

Конечно-элементная модель вала включает в себя построенные в препроцессоре программы МАКС цилиндрические области, представленные пентаэдрами первого порядка, и зоны галтелей заданных конфигураций, образо-

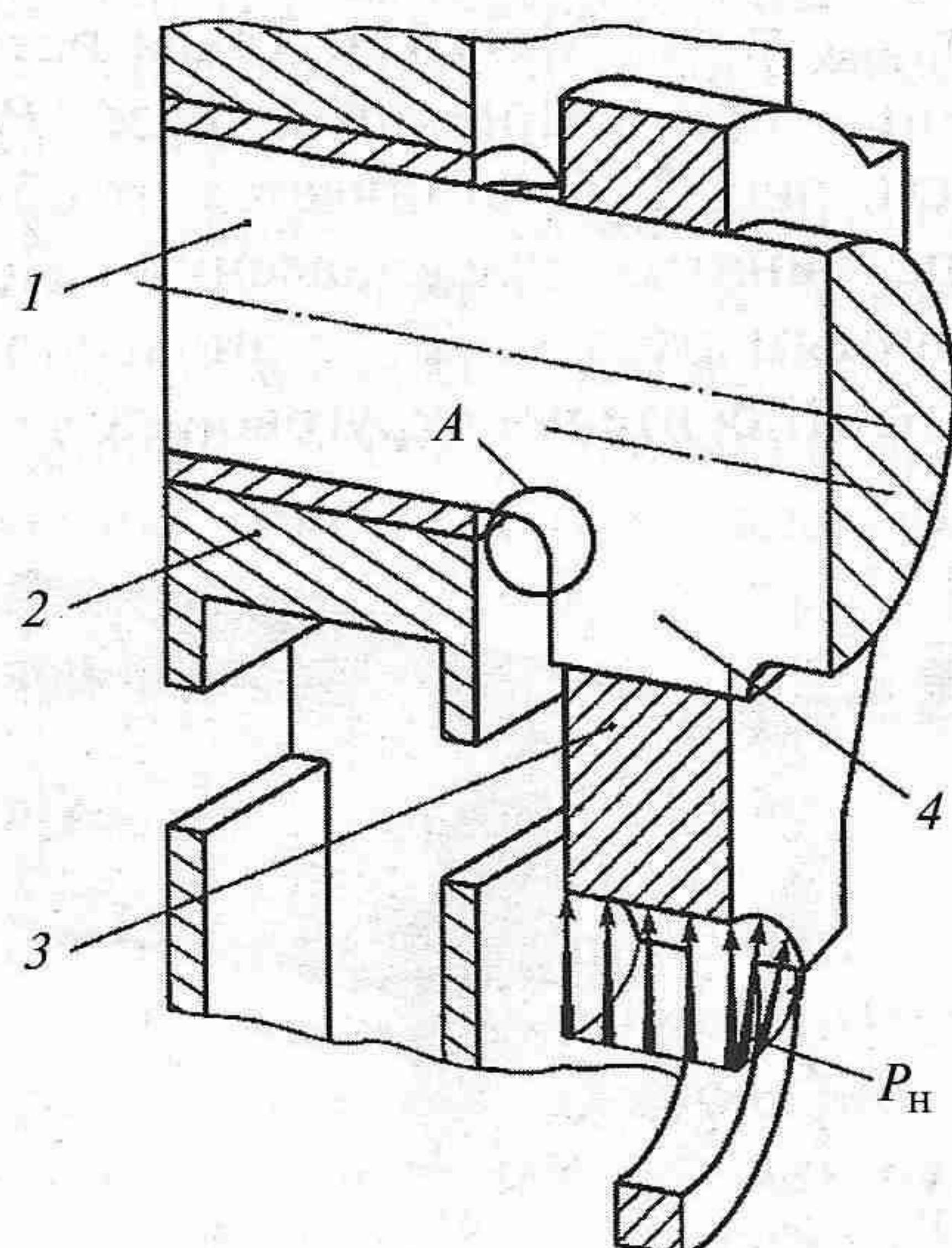


Рис. 1. Узел двухэкскентрикового вала:

1 — цилиндрическая опорная часть; 2 — стойка; 3 — шатун; 4 — цилиндрический диск эксцентрика; A — переходная зона; P_H — технологическая нагрузка

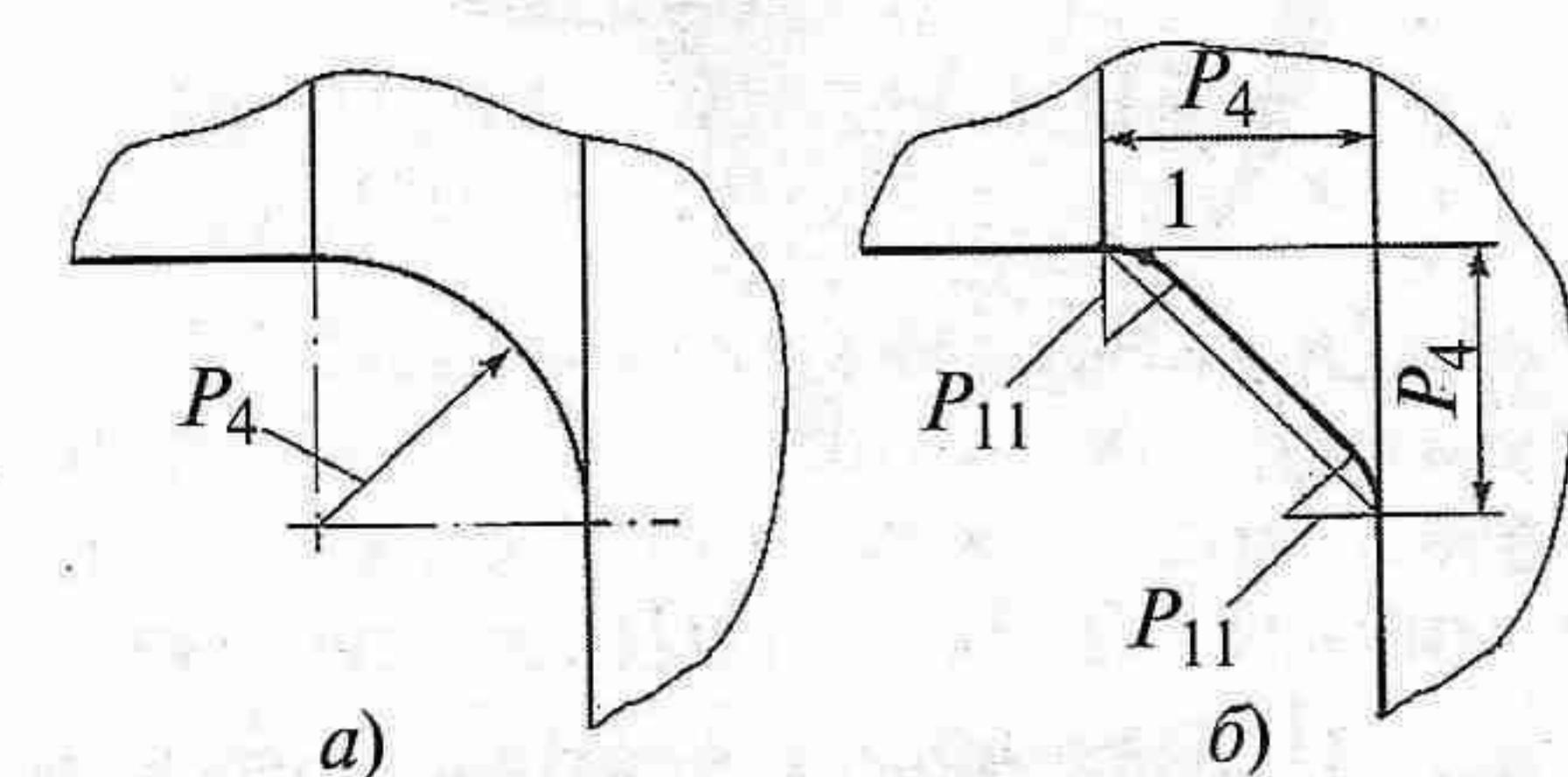


Рис. 2. Варианты контуров галтельных переходов от опорной части вала к эксцентриковому диску:

а — радиальный; б — комбинированный

ванные в программе Cosmos произвольными тетраэдрами первого порядка. С учетом ожидаемых высоких градиентов напряжений аппроксимация областей галтельных переходов реализована сетками большей плотности, чем в цилиндрических зонах.

На рис. 3 показаны конечно-элементные сетки и напряженные состояния объемных моделей двухэкцентрикового вала пресса усилием 160 МН с радиусной (см. рис. 2, а) и комбинированной (см. рис. 2, б) галтелью. Сопоставление ведется по эквивалентным напряжениям.

Расчеты показали, что в комбинированной галтели максимальные напряжения $\sigma_{k\max}$ в 1,25 раза меньше, чем максимальные напряжения $\sigma_{p\max}$ в радиусной галтели: $\sigma_{k\max} = 355$ МПа, $\sigma_{p\max} = 441$ МПа [1]. Такая разница при одинаковой базе P_4 (см. рис. 2, б) отличается от общепринятых представлений. По данным работы [2] установлено, что относительно круговой галте-

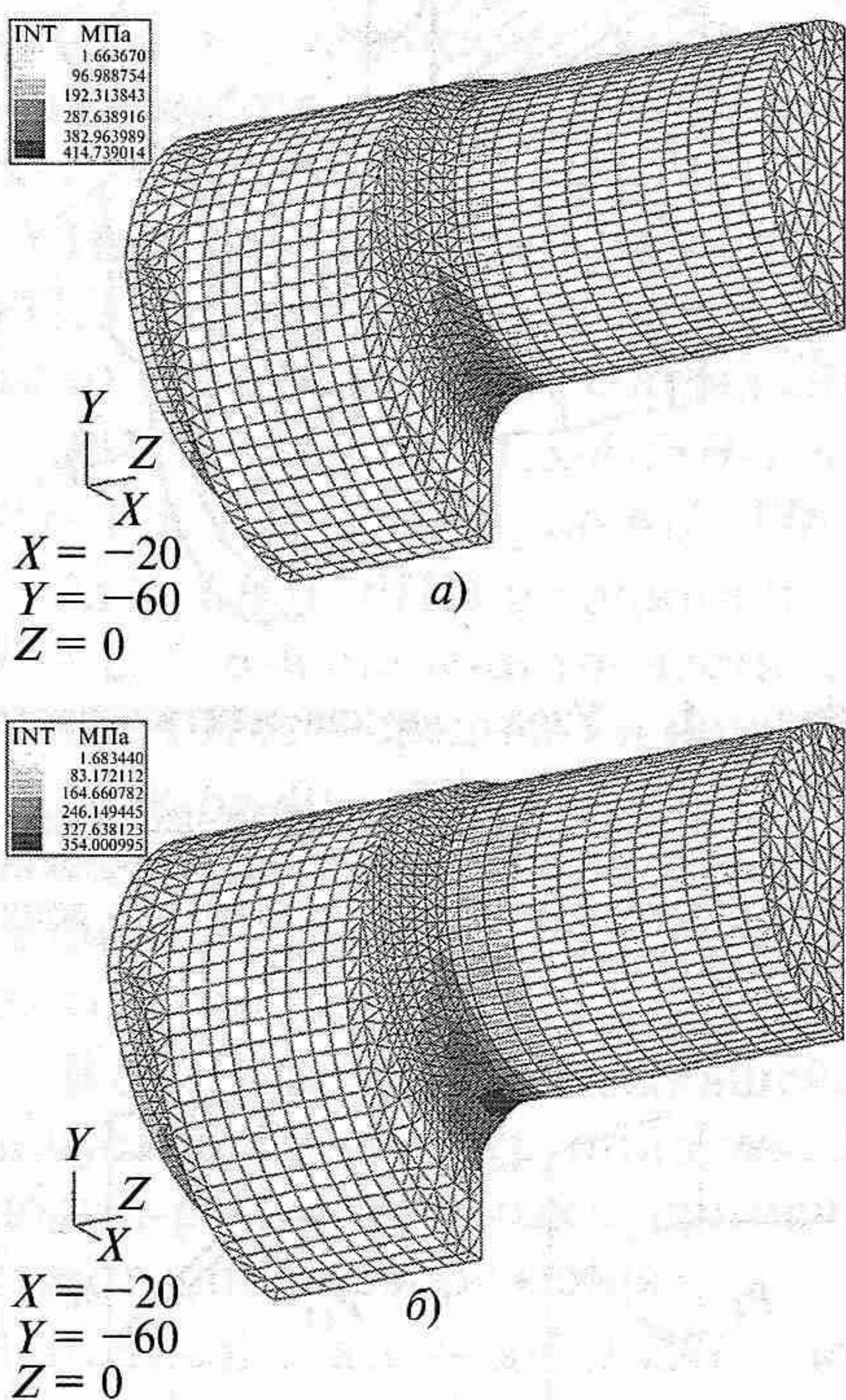


Рис. 3. Конечно-элементные сетки и напряженные состояния объемных моделей двухэкцентрикового вала пресса усилием 160 МН:
а — радиусная ($P_4 = 200$ мм); б — комбинированная ($P_4 = 200$ мм, $P_{11} = 100$ мм)

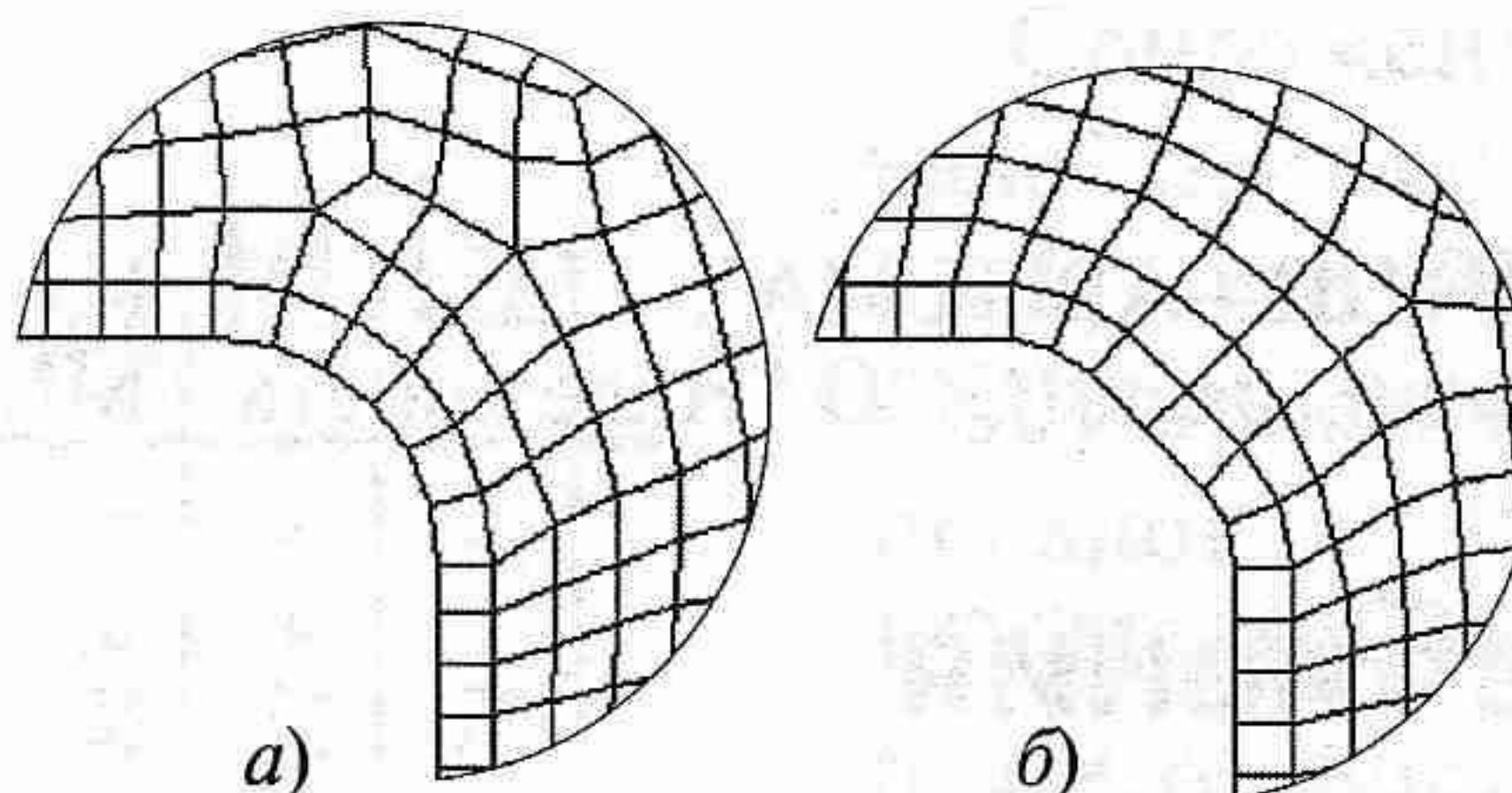


Рис. 4. Конечно-элементные сетки плоских моделей двухэкцентрикового вала с шестью элементами разбиения по контурам галтелей:
а — радиусной; б — комбинированной

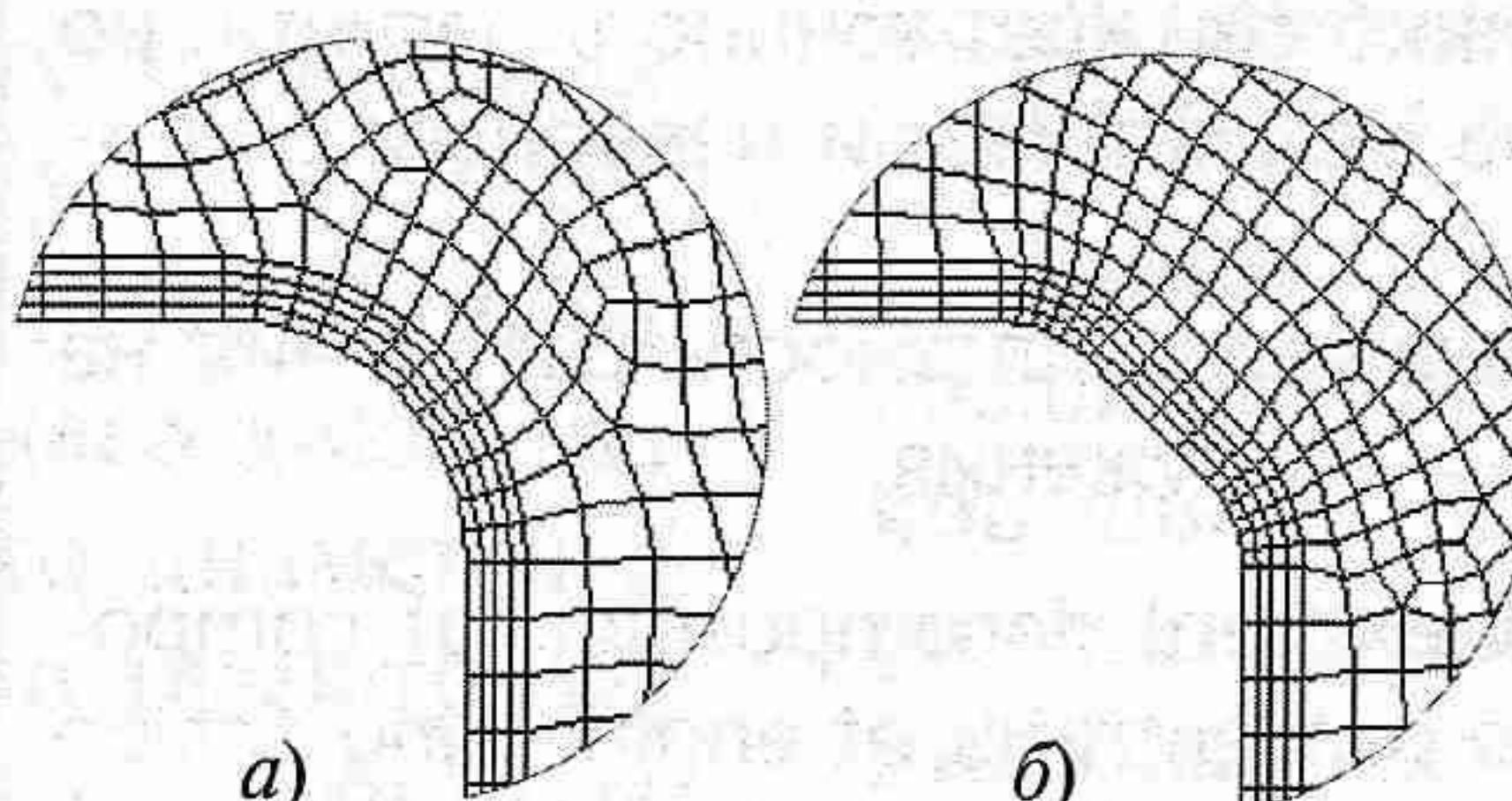


Рис. 5. Конечно-элементные сетки плоских моделей двухэкцентрикового вала с дугой в $7,5^\circ$ на один элемент разбиения контуров галтелей:
а — радиусной; б — комбинированной

ли радиуса R уменьшение σ_{\max} лишь в 1,11 раза обеспечивает галтель, форма которой близка к теоретической оптимальной кривой, но при этом база в одном из направлений увеличена до $2R$ ([2]; рис. 72, е). Это указывает на влияние плотности разбиения зоны переходной галтели двухэкцентрикового вала на результат определения максимальных напряжений.

В конечно-элементных моделях (см. рис. 3) в плоскости симметрии число элементов, образующих переходные галтели, однаково и равно 6. В радиальной галтели при дуге 90° на один элемент сетки приходится дуга 15° , а в комбинированной галтели на один элемент — дуга $22,5^\circ$. Так как в зоне концентратора существует градиент напряжений как по контуру, так и по нормали к нему, то более крупная сетка радиусной зоны в комбинированной галтели должна приводить к большему сглаживанию пиков и снижению максимальных напряжений.

Для приближенной оценки погрешностей, связанных с недостаточной плотностью сетки пространственной модели, выполнены расчеты плоских моделей вала для условий плоской деформации. Размеры, схемы закрепления и нагружения радиусной ($P_4 = 200$ мм) и комбинированной ($P_4 = 200$ мм, $P_{11} = 100$ мм) плоских моделей соответствовали аналогичным параметрам пространственных моделей.

В первом варианте конечно-элементные сетки радиусной и комбинированной плоских моделей, соответствующие объемным моделям, также содержали по шесть элементов между точками сопряжения горизонтальной линии опорного вала с вертикальной линией эксцентрика (рис. 4, а, б). Таким образом, на один элемент разбиения в радиусной галтели приходится дуга 15° , а в комбинированной галтели — дуга $22,5^\circ$. Во втором варианте рассмотрены плоские модели, в которых на один элемент разбиения приходится дуга $7,5^\circ$ и для радиусной, и для комбинированной галтелей. Для этих моделей была увеличена плотность разбиения внутренних областей, прилегающих к поверхностям галтелей (рис. 5, а, б). Результаты расчетов представлены в таблице. Максимальные напряжения в комбинированной галтели приведены относительно максимального напряжения в радиусной галтели.

Из данных таблицы видно, что в плоских моделях, как и в объемных при шести элементах разбиения, напряжения в комбинированной галтели были меньше чем в радиусной: $\sigma_{k\max} = 0,91\sigma_{p\max}$.

Модель	Разбиение	$\sigma_{k\max}/\sigma_{p\max}$
Объемная	6 элементов на дуге 90°	0,8
Плоская	6 элементов на дуге 90° 1 элемент — дуга $7,5^\circ$	0,91 1,06

Цикл статей

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки" (под общей редакцией академика Российской инженерной академии и академии космонавтики, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.81

Г. И. МИРЗОЕВ, Ю. А. МУСАЕВ, кандидаты технических наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку),
e-mail: mir_huseyn@aztu.edu.az

Оценка параметров положения вала в подшипнике скольжения

Приведен расчет углов, характеризующих положение цапфы во вкладыше подшипника скольжения. Определены углы поворота, максимального давления, начала и конца рабочей зоны. Проанализированы зависимости этих углов от относительного эксцентрикитета.

Ключевые слова: подшипники скольжения, относительный эксцентрикитет, углы поворота, максимального давления, начала и конца рабочей зоны.

The design of angles that features the position of center shaft in brass of bushed bearing was given. Angular deflections of outset and end of operating space at maximum pressure were evaluated. Eccentricity ratio-dependences of these angular deflections were analyzed.

Keywords: bushed bearing, eccentricity ratio, angular deflections, maximum pressure, outset and end of operating space.

Подшипники скольжения, работающие в режиме жидкостного трения, широко применяются в тяжелонагруженных и высокоскоростных машинах, а также в различных механизмах и устройствах. Принцип работы этих подшипников основан на законах гидродинамики. По мере увеличения частоты вращения вала создается гидродинамическое давление, в результате чего цапфа отрывается от

поверхности вкладыша. Между цапфой и вкладышем образуется слой смазочного материала, а цапфа в подшипнике совершает сложное движение [1—4].

Положение цапфы в подшипнике и эпюра гидродинамического давления характеризуются углами (рис. 1, см. обложку): ϕ_e — угол поворота линии центров OO_1 ; ϕ_1 — угол начала рабочей зоны; ϕ_2 — угол конца рабочей зоны, т. е. несущей зоны смазочного слоя; ϕ_m — угол, характеризующий место максимального давления.

Угол поворота характеризует положение цапфы во вкладыше, другие углы характеризуют эпюры распределения гидродинамического давления.

Сложное перемещение цапфы идентично вращательному движению вокруг центра вкладыша (см. рис. 1) [5]. Из треугольника OO_2O_1 (см. рис. 1, б) определяем угол поворота линии OO_1 :

$$\phi_e = \arccos \frac{e}{\delta} = \arccos \varepsilon, \quad (1)$$

где $\varepsilon = e/\delta$ — относительный эксцентрикитет.

В рабочей зоне подшипника жидкостного трения создается гидродинамическое давление. Место входа смазочного материала в подшипник считается началом этой зоны, обычно она перпендикуляр-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 39)

Рассмотренный пример показал, что необоснованный подход к выбору плотности разбиения конечно-элементной сетки вызывает не только занижение результатов расчета, но и в ряде случаев приводит к ошибочным техническим решениям при выборе конструктивного варианта детали. Так, пространственная модель двухэксцентрикового вала в работе [1] дает ошибочное представление о величине напряжений в комбинированной пере-

ходной галтели в сравнении с радиусной галтелью. Уточненный расчет с обоснованной плотностью конечно-элементной сетки показал, что при заданной базе зоны перехода радиусная галтель обеспечивает минимальные напряжения.

Для повышения точности расчетов методом конечных элементов необходимо иметь определенные зависимости, связывающие плотность разбиения на элементы зоны концентратора напряжений

в математической модели с геометрией данного конструктивного концентратора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Перспективы создания и инженерной оптимизации конструкций двух эксцентриковых валов сверхтяжелых КГШП / В. В. Ямчинов, Ю. А. Дибнер, Р. А. Жилин, Л. Т. Новокщенов // КШП—ОМД. 2005. № 2. С. 27—35.

2. Морозов Б. А. Моделирование и прочность metallurgических машин. М.: Машгиз, 1963. 287 с.