

**ОБОРУДОВАНИЕ**

УДК 621.979-82.004

Д. А. КУЛАГИН; Д. Г. МАРКОВ; А. П. МОИСЕЕВ; И. А. СУРКОВ, канд. техн. наук

## Выбор оптимального профиля впадин гребенчатого соединения колонн мощных гидравлических прессов

*Исследовано напряженно-деформированное состояние и дана оценка прочности различных конструктивных вариантов гребенчатого соединения составной колонны мощного гидравлического пресса. Подобран оптимальный профиль впадин гребенчатого соединения, обеспечивающий значительное снижение уровня максимальных напряжений в деталях соединения.*

*It is investigated stress-strain state of various structural versions of collar connection of a powerful hydraulic press's compound column; their durability is estimated. The optimum profile of cavities of the collar connection providing significant decrease in the level of maximal stresses in connection parts is selected.*

Для колонн гидравлических прессов и испытательных машин при передаче больших осевых сил применяют гребенчатые соединения: на конце круглого стержня или колонны нарезают кольцевые впадины, в которые входят выступы гайки, выполняемой разъемной по осевой плоскости<sup>1</sup>. Такие соединения применяют в конструкциях, которые для удобства монтажа и обслуживания должны иметь колонну, состоящую из двух частей.

В настоящей статье рассматривается соединение колонны, примененное при модернизации пресса мод. П0753 на Челябинском трубопрокатном заводе.

Первоначальная конструкция гребенки колонны приведена на рис. 1. Такую же конструкцию гребенки имеет разъемная гайка. Центрирование деталей осуществляется по диаметру 340 мм.

Для оценки прочности соединения при циклических нагрузках необходимо знать распределение нагрузки по выступам и величины максимальных напряжений, возникающих в галтелях впадин колонны и гайки. Расчет напряженного состояния деталей соединения с

учетом условий контактного взаимодействия выполнен методом конечных элементов по программе «ANSYS».

В силу симметрии деталей узла «колонна—гайка» относительно средней горизонтальной плоскости стяжной гайки рассматривали верхнюю половину стяжной гайки и нижнюю часть колонны. Схема нагружения узла в осесимметричной постановке представлена на рис. 2. Равномерная нагрузка  $q$ , равная 115 МПа, распределена по сечению колонны диаметром 360 мм, что соответствует нагрузке 12 МН на колонну.

В угловых галтелях впадин колонны и гайки задан радиус  $R = 2$  мм, обычно используемый в подобных соединениях. Профили гребенок колонны и гайки одинаковы. При

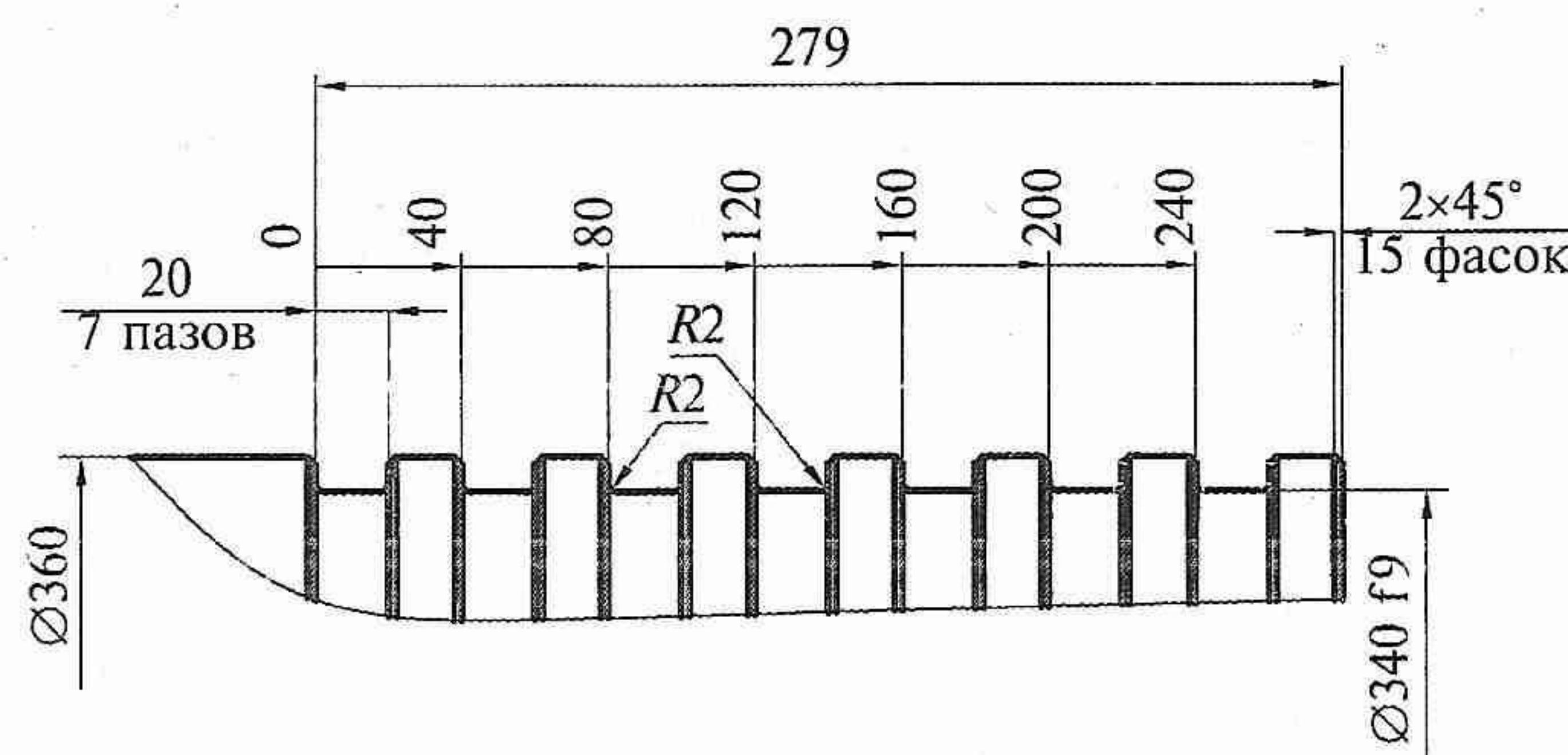


Рис. 1. Первоначальная конструкция гребенки колонны

<sup>1</sup> Решетов Д. Н. Работоспособность и надежность деталей машин. М.: Высшая школа, 1974.

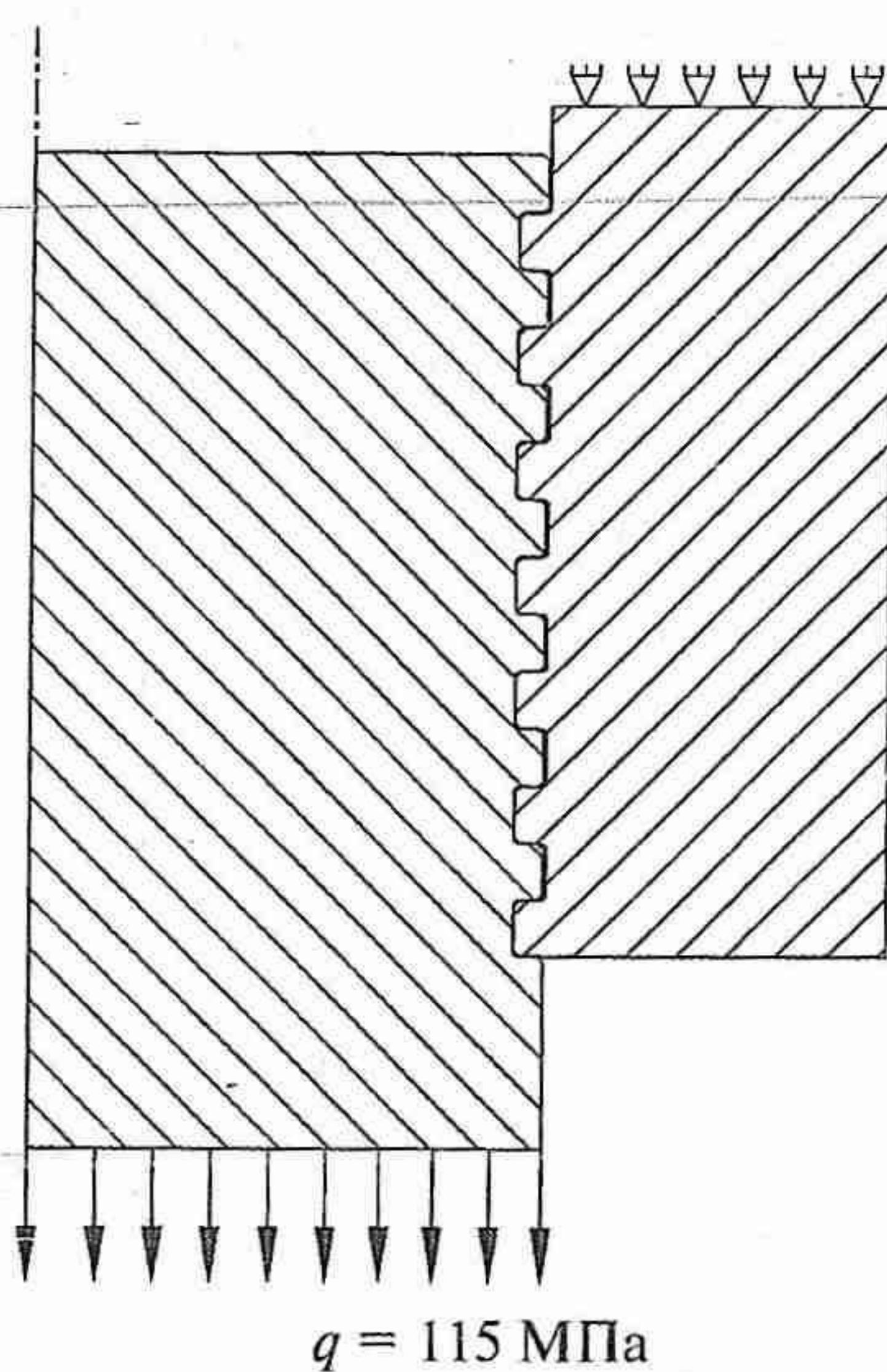


Рис. 2. Схема нагружения гребенчатого соединения узла «составная колонна—разъемная гайка»

расчете этой и двух других конструкций соединения принято, что на поверхностях контактного взаимодействия опорных выступов колонны и гайки задан первоначальный поверхностный контакт. Это означает, что рассматривается случай идеального изготовления и сборки деталей узла, когда до нагружения деталей зазор  $\Delta$  между контактирующими поверхностями колонны и гайки равен 0.

В результате расчета выявлено, что максимальные растягивающие напряжения  $\sigma_{\max}$  возникают в галтели первого (со стороны диаметра 360 мм — см. рис. 1) нагруженного выступа колонны и составляют 1006 МПа. Распределение напряжений в галтели этого выступа показано на рис. 3, см. 2-ю полосу обложки.

Детали узла «колонна—гайка» в конструкции гребенчатого соединения работают при пульсирующем цикле нагружения. Расчеты показали, что даже в случае идеальных условий первоначального контакта выступов колонны и гайки теоретический коэффициент концентрации напряжений в галтели выступа колонны при  $R = 2$  мм достигает величины  $\alpha_{\sigma} = \sigma_{\max}/p = 1006/115 = 8,75$ . Материал колонны — сталь 38ХН3МА с пределом выносливости при пульсирующем цикле  $\sigma_0 = 755$  МПа. Запас прочности по усталости составляет  $n = \sigma_0/\sigma_{\max} = 755/1006 = 0,75$ , т. е.

$n < 1$ , поэтому даже при идеальных условиях изготовления и монтажа произойдет усталостное разрушение колонны.

Напряжения в галтели впадины колонны вызваны в основном изгибом выступа от действия нагрузки на контактной поверхности. Одним из мероприятий по снижению напряжений изгиба является увеличение высоты выступа. Однако в данном случае это не может быть применено, так как приводит к увеличению габаритных размеров соединения, что недопустимо. Поэтому для уменьшения напряжения в галтелях впадин используем вариант изменения конструкции соединения путем увеличения радиусов галтелей впадин.

Первоначальный (а) и предлагаемый (б) профили гребенки колонны представлены на рис. 4. Ширина выступа и впадины остается прежней, но во впадинах колонны выполняется радиус, равный 1/4 шага соединения. При таком профиле ширина  $t$  основания выступа значительно увеличивается, что должно значительно снизить напряжения изгиба. Кроме того, увеличение радиуса  $R$  впадины от 2 до 10 мм само по себе является действенным способом снижения напряжений.

Распределение напряжений в галтели первого, наиболее нагруженного, выступа колонны показано на рис. 5 (см. 2-ю полосу обложки). Здесь величина максимальных напряжений  $\sigma_{\max} = 580$  МПа, что в 1,75 раза

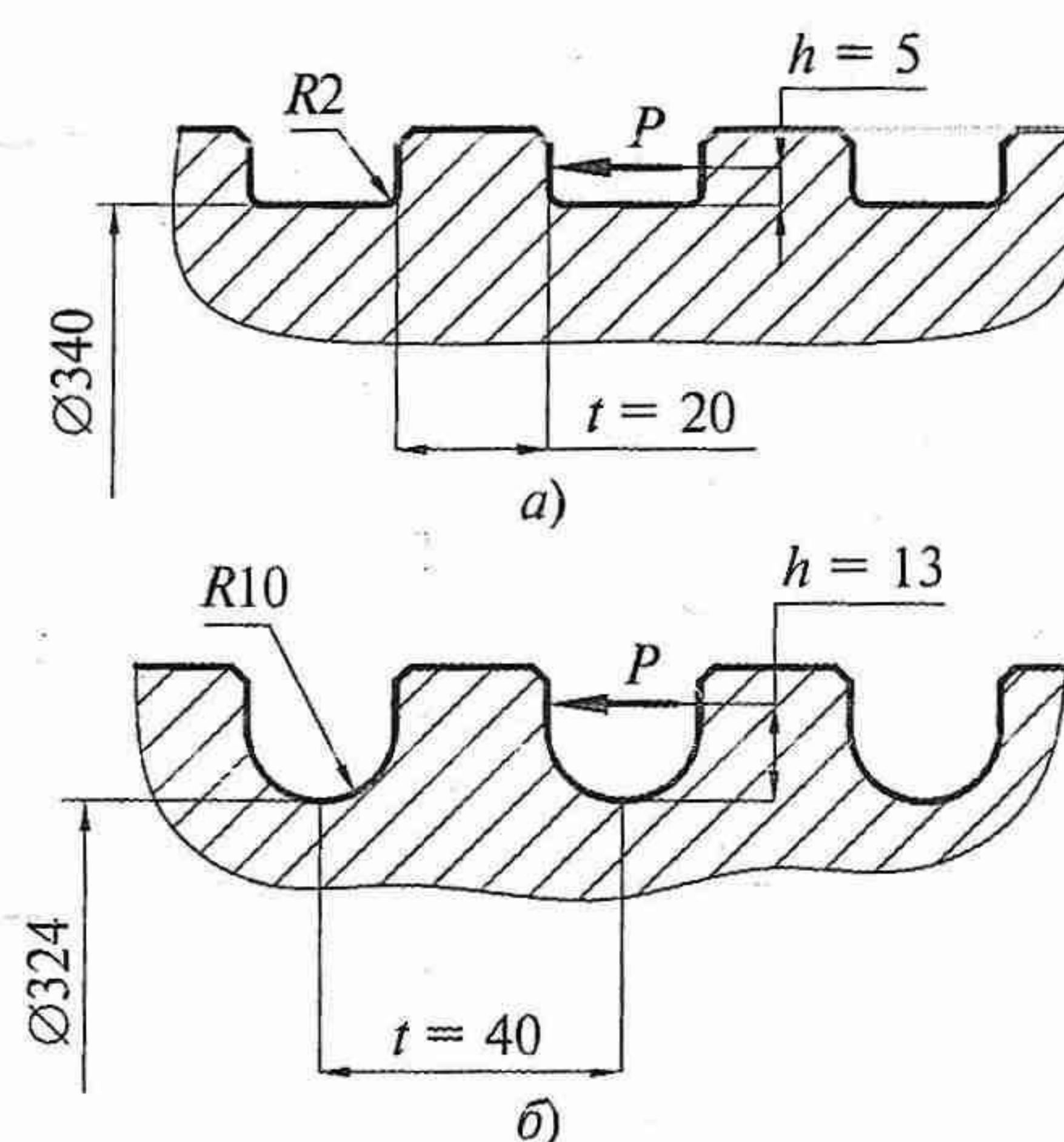


Рис. 4. Первоначальный (а) и предлагаемый (б) профили гребенки колонны

меньше, чем в галтели с радиусом  $R = 2$  мм. Этот уровень напряжений дает запас прочности по усталости  $n = 755/580 = 1,3$ . В галтели выступа гайки  $\sigma_{\max} = 484$  МПа.

Для создания проектных условий работы соединения необходимо обеспечить соосность деталей колонны и разъемной гайки. В соединении с галтелями радиусом  $R = 2$  мм соосность обеспечивали за счет центрирования деталей по внутреннему диаметру ( $D = 340$  мм) впадин колонны и наружному диаметру выступов гайки (рис. 1, 2).

При использовании предлагаемого профиля соединения такое центрирование осуществить невозможно. В этом случае максимальные напряжения в галтели впадины гайки меньше, чем в галтели впадины колонны, поэтому для центрирования деталей использовали составную гайку. Гайку выполняли таким образом, чтобы радиус ее галтели был максимально большим со стороны восприятия нагрузки, а во впадине оставался цилиндрический поясок, достаточный для центрирования деталей (рис. 6).

Сопоставление результатов расчета трех вариантов конструкции соединения показало, что распределение нагрузок по выступам одинаково для всех рассмотренных вариантов. При этом максимальные напряжения на выступах в 1,35 раза превышают средние напряжения.

Максимальные напряжения в первых, наиболее нагруженных, выступах колонны и гайки (при нулевых первоначальных зазорах между контактными поверхностями колонны и гайки) для трех конструктивных вариантов гребенчатого соединения приведены в таблице.

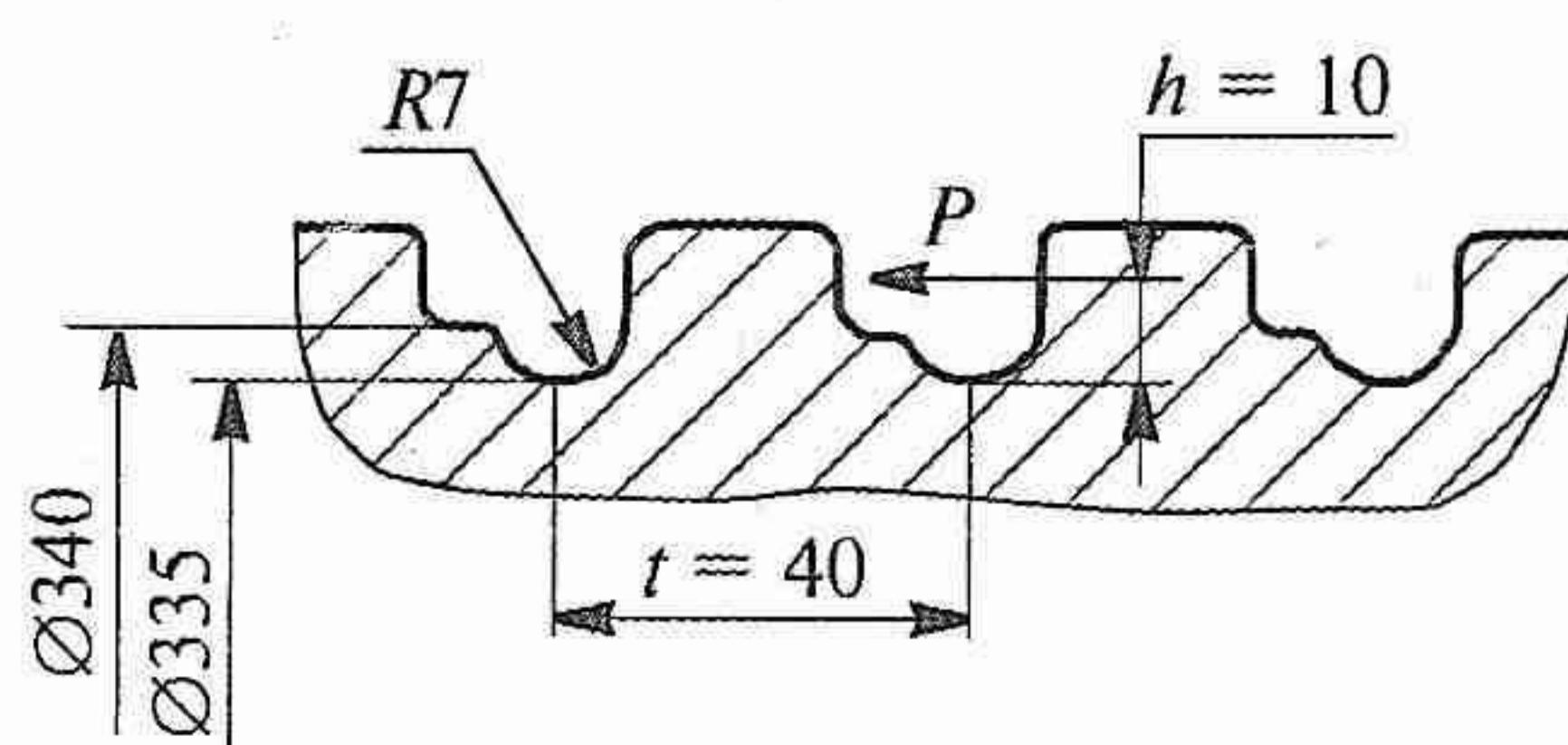


Рис. 6. Профиль впадин гайки с цилиндрическим пояском на диаметре 340 мм для центрирования деталей соединения

Вариант соединения	Радиус галтели $R$ , мм		$\sigma_{\max}$ , МПа	
	Колонна	Гайка	Колонна	Гайка
1	2	2	1060	940
2	10	10	580	485
3	10	7	580	545

В соответствии с допусками на изготовление деталей соединения зазор между контактными поверхностями выступов колонны и гайки может изменяться от 0 до 0,11 мм. При этом возможен предельный случай, когда по первым выступам колонны и гайки зазор равен 0, а по остальным выступам достигает 0,11 мм.

Расчет предельного случая проведен для 3-го варианта геометрии галтелей (таблица). Выявлено, что максимальные напряжения по сравнению со случаем нулевых зазоров (таблица) увеличиваются в 2 раза и составляют 1160 МПа для колонны и 1090 МПа для гайки. Эти уровни напряжений превышают предел выносливости материала деталей и, следовательно, будут приводить к разрушению деталей.

При изготовлении реальных конструкций фактические величины зазоров и их распределение могут отличаться от рассмотренного предельного случая. Тем не менее, результаты, полученные для этого случая, показывают, что для обеспечения прочностной надежности соединения необходим правильный выбор как геометрии деталей, так и зазоров между ними. В свою очередь, заданные величины зазоров и заданное их распределение обеспечиваются технологией изготовления деталей, соблюдение режимов которой зависит от точности оборудования и квалификации исполнителей.

**Выводы.** 1. Проведено исследование напряженно-деформированного состояния и дана оценка прочности различных конструктивных вариантов гребенчатого соединения составной колонны мощного гидравлического пресса.

2. Установлено, что уровень максимальных напряжений в деталях соединения значительно снижается при выполнении впадин гребенок колонны по форме круговых галтелей, радиус которых равен 1/4 шага гребенки.

3. Уровень максимальных напряжений в деталях соединения зависит как от геометрии деталей, так и от величин зазоров между кон-

тактирующими поверхностями выступов колонны и гайки.

4. Величины и распределение зазоров определяются технологией изготовления деталей, поэтому в объем работ по созданию гребенчатых соединений необходимо ввести этап по оценке прочностной надежности соединений в зависимости от возможностей технологических процессов.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ. САПР

УДК 621.983.7.001.573

Р. И. НЕПЕРШИН, д-р техн. наук

### Моделирование процесса обжима тонкостенной трубной заготовки сферическими матрицами

*Приведена модель процесса обжима тонкостенной трубной заготовки сферическими матрицами, учитывающая контактное трение, изменение толщины стенки, упрочнение материала, деформацию в переходной зоне от цилиндра к сфере и потерю устойчивости цилиндрической части заготовки. Расчетная модель удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными.*

*It is presented a model of the process of thin-walled tube preform necking by spherical matrixes with respect to contact friction, change of wall thickness, material hardening, deformation in the transition zone from the cylinder to sphere and loss of stability of preform's cylindrical section. The calculating model is in good agreement with experimental data.*

Полые сферические детали, например, сферические головки шаровых пальцев автомобиля [1], шаровые краны газопроводов, нефтепроводов и водопроводной арматуры [2], широко применяются в конструкциях машин и приборов в различных отраслях промышленности. Традиционная технология изготовления таких деталей механической обработкой из заготовок, получаемых литьем, объемной штамповкой и сваркой из нескольких сегментов, трудоемка и приводит к большим потерям металла.

В работах [3, 4] приведены результаты экспериментальных исследований малоотходной технологии штамповки полых сферических деталей из трубных заготовок, а в работах

[5–7] — результаты расчетов процесса обжима трубной заготовки коническими матрицами.

В настоящей статье приведена модель процесса обжима тонкостенной трубной заготовки сферическими матрицами, позволяющая определять как силовые параметры процесса, так и геометрические параметры полой сферической поковки с учетом контактного трения, упрочнения материала, изменения толщины стенки и потери устойчивости цилиндрической части обжимаемой заготовки.

В силу симметричности процесса обжима трубной заготовки двумя полусферическими матрицами относительно плоскости, нормальной к оси симметрии в среднем сечении