

УДК 621.431.74-252.6 : [62-419.4 : 620.172.21].001.5

## Исследование напряженно-деформированного состояния биметаллической цилиндрической втулки методом оболочек

А.В. Немыченков<sup>1</sup>, А.П. Пимошенко<sup>2</sup>, В.Г. Шабанов<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Научно-исследовательский сектор МГТУ

<sup>2</sup> Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота, кафедра технологии металлов и судоремонта

<sup>3</sup> ООО "Карат"

**Аннотация.** На основе теории цилиндрических биметаллических оболочек разработана математическая модель, с помощью которой проведено исследование влияния геометрии и физико-механических свойств материалов слоев на напряженное и деформированное состояние биметаллической цилиндрической втулки двигателя внутреннего сгорания при тепловом и механическом нагружении её.

**Abstract.** Using the mathematical model based on the dual-layer shells theory, an influence of geometry and physical-mechanical properties of materials onto the strain-deformed state of a bimetallic cylinder liner of an internal combustion engine has been investigated when the liner is loaded with thermally and mechanically.

### 1. Введение

В качестве материала для цилиндрических втулок судовых двигателей внутреннего сгорания традиционно используется серый чугун (и его различные модификации), поскольку он обладает хорошими антифрикционными и литейными свойствами и имеет сравнительно низкую стоимость. Однако он плохо сопротивляется статическим и особенно циклическим растягивающим и сдвигающим напряжениям, а именно такие напряжения возникают в галтели под опорным буртом втулки при работе двигателя, что вызывает появление трещин в этом месте. Кроме того, наличие свободного графита в микроструктуре чугуна существенно снижает его кавитационную стойкость: в районе камеры сгорания, где происходит наибольшая вибрация и конструктивно организовано интенсивное охлаждение втулки путем сужения проходных сечений для охлаждающей воды, на охлаждаемой поверхности втулки появляются и быстро прогрессируют кавитационные раковины (каверны). Иногда цепочка таких раковин "сливается" в сплошную канавку, ориентированную поперёк оси цилиндра, которая ослабляет поперечное сечение втулки и этим снижает её прочность. Вследствие этих негативных свойств чугуна фактический срок службы чугунных цилиндрических втулок судовых дизелей оказывается в 2-3 раза меньше, чем запланированный ресурс этих втулок по износу зеркала цилиндра.

Легирование, модифицирование, термическая обработка, поверхностное упрочнение позволяют несколько улучшить эксплуатационные свойства чугуна и в отдельных случаях повысить ресурс цилиндрических втулок судовых дизелей, но не решают проблему кардинально, и дальнейшая форсировка двигателя опять упирается в проблему прочности и/или кавитационной стойкости чугунных цилиндрических втулок, но уже на более высоком уровне и, следовательно, с большими затратами. Изменение конструкции чугунных цилиндрических втулок с целью повышения их прочности в последнее время идёт в основном по пути увеличения толщины втулки в районе камеры сгорания и опорного бурта. Для отвода тепла в утолщенной части втулки приходится делать внутренние каналы для циркуляции охлаждающей воды. В некоторых случаях камеру сгорания переносят выше опорного бурта втулки с помощью промежуточного элемента – жаропрочного кольца, которое ставят между цилиндрической крышкой и втулкой. Эти и другие остроумные, но вынужденные конструктивные решения существенно усложняют технологию изготовления втулок и конструкцию всего двигателя и требуют немалых дополнительных затрат.

Все вышеперечисленные проблемы цилиндрических втулок могут быть решены путем изготовления их в виде двухслойных сталь-чугунных цилиндрических втулок. Такие биметаллические цилиндрические втулки (БЦВ) получают методом центробежного литья. Сначала в изложницу центробежной машины заливают определённую порцию расплавленной стали, а затем, через небольшой промежуток времени, порцию чугуна. Специальные флюсы обеспечивают надёжную свариваемость стали и чугуна, осуществляя очистку металлов от механических примесей и защиту внутренней поверхности жидкой порции стали от окисления и от охлаждения. Вследствие диффузии углерода между слоями образуется переходная по углероду зона толщиной 1-2 мм, обладающая повышенной прочностью и твёрдостью.

Изготовленная из такой биметаллической отливки БЦВ имеет высокую износостойкость внутренней чугунной поверхности трения и, благодаря наружному стальному слою, имеет повышенную кавитационную стойкость со стороны охлаждения и повышенную статическую и циклическую прочность в галтели опорного бурта втулки. Если же кавитационные раковины всё же возникнут на охлаждаемой поверхности БЦВ, то они могут быть легко ликвидированы электросваркой.

Однако, поскольку слою БЦВ имеют различные физические свойства, то, подвергаясь одинаковым с чугунными втулками тепловым и механическим нагрузкам, биметаллические втулки будут иметь совершенно иное температурное поле и напряженно-деформированное состояние (НДС), чем чугунные. Насколько существенными будут эти отличия и не приведут ли они к появлению опасных состояний в БЦВ как по температурам, так и по напряжениям? Для решения этих вопросов авторами ранее был проделан большой объём экспериментальных и теоретических исследований. В настоящей работе делается попытка обобщить полученные ранее частные результаты и выводы.

На первом этапе ставилась задача исследовать влияние свойств материалов слоёв и соотношения толщин слоёв на напряженно-деформированное и температурное состояние БЦВ и сравнить полученные результаты с аналогичными состояниями чугунной втулки.

При изготовлении БЦВ по технологическим причинам может оказаться, что поверхность спая (граничная поверхность между чугунным и стальным слоями) будет не эквидистантной внутренней цилиндрической поверхности втулки, т.е. толщины слоёв будут не одинаковыми в окружном направлении. Это может сказаться на температурном и напряженно-деформированном состоянии БЦВ при её эксплуатации. Поэтому на втором этапе исследовалось влияние этого фактора на НДС БЦВ.

Настоящая статья посвящена решению этих двух задач, поскольку при их решении используется один метод, основанный на теории слоистых оболочек.

## **2. Исследование напряженно-деформированного состояния осесимметричных БЦВ методом оболочек**

### **2.1. Выбор расчетной схемы**

Для того, чтобы выявить принципиальные отличия в напряженно-деформированном состоянии БЦВ и монометаллической цилиндрической втулки, метод оболочек, на наш взгляд, является оптимальным. Теория двухслойных цилиндрических оболочек учитывает взаимодействие слоёв по границе слоёв через условия совместности деформации слоёв по этой границе. Именно это взаимодействие слоёв отличает БЦВ от монометаллической втулки и вызовет качественно новое НДС в БЦВ по сравнению с чугунной втулкой. Кроме того, метод оболочек позволяет получить решение в аналитическом виде, удобном для исследования влияния различных факторов (соотношение толщин слоёв, свойства материалов слоёв и т.п.) на НДС оболочки. При этом мы избавляемся от влияния реальной внешней геометрии втулки на НДС, которые у каждой втулки свои и которые могут только помешать в раскрытии общих закономерностей и оценке влияния "биметаллизации" на НДС.

Для цилиндрических втулок современных дизелей, как правило, выполняется соотношение  $\delta \leq 0.2 r$ , где  $\delta$  – толщина втулки,  $r$  – средний радиус втулки. Поэтому при расчетах напряжений и деформаций во втулке её можно рассматривать как тонкую цилиндрическую оболочку, особенно если учесть, что наши расчеты носят сравнительный характер.

Большое влияние на НДС втулки в районе её опорного бурта оказывает сам этот бурт (температурное состояние, способ посадки в блоке, способ нагружения со стороны цилиндрической крышки, размеры и жесткость бурта). Это вынуждает рассматривать опорный бурт втулки как важный элемент расчетной схемы втулки.

Обычно принято считать, что опорный бурт втулки может иметь лишь радиальное перемещение и не скручивается в своей плоскости. Для проверки этого допущения мы предположили, что поперечное сечение бурта втулки может поворачиваться, а действительное деформированное состояние бурта определяется в процессе решения задачи совместной деформации бурта и цилиндрической оболочки втулки при действии на неё конкретной механической и тепловой нагрузки.

Для некоторых двигателей радиальное перемещение бурта втулки ограничено малым тепловым зазором ( $\delta_1$ ) между этим буртом и блоком двигателя, а зазор ( $\delta_2$ ) между блоком и цилиндрической оболочкой втулки непосредственно под опорным буртом втулки настолько велик, что не выбирается при любых нагружениях втулки. На других двигателях принята противоположная схема фиксации втулки в блоке: зазор  $\delta_2$  мал, а зазор  $\delta_1$  не ограничен. Нами рассмотрены оба варианта и составлены алгоритмы расчетов цилиндрических втулок для каждого варианта, однако здесь мы намерены остановиться на схеме расчета втулок только для двигателей первого типа, во-первых, с целью сокращения объёма статьи, и во-вторых, что более важно, потому, что для наших целей сравнения НДС обычных и биметаллических втулок это не может быть существенным.

Чтобы интенсифицировать охлаждение верхней части втулки (в районе камеры сгорания), на многих двигателях предусмотрено разделение зарубашечного пространства на две (а иногда и более) части с помощью кольцевых рёбер в блоке двигателя. Обычно между втулкой и кольцевым ребром блока назначается такой зазор ( $\delta_{33}$ ), который исключает контакт втулки и блока при любом температурном состоянии двигателя. Однако представляет интерес ситуация, когда этот зазор настолько мал, что при нагреве втулки до рабочих температур он выбирается, и втулка приобретает дополнительную промежуточную опору. В результате изменятся амплитуда и частота собственных колебаний втулки, и это должно сказаться на кавитации втулки (это особая задача, которая здесь не рассматривается). Для наших же целей следует учесть, что появляющаяся при этом реакция этой промежуточной опоры создаст во втулке дополнительное поле напряжений. Чтобы оценить величину этих напряжений, выбранная нами расчетная схема предусматривает наличие (при малых  $\delta_{33}$ ), или отсутствие (при больших  $\delta_{33}$ ) такой опоры.

## 2.2. Условия нагружения

Из теории тонкостенных цилиндрических оболочек известно, что действие местной нагрузки носит локальный характер, т.е. не сказывается на НДС оболочки в областях, достаточно удаленных от границ приложения этой нагрузки. В частности, для оболочки, у которой  $\delta \leq 0.2 r$  и коэффициент Пуассона  $\mu = 0.3$ , это влияние не сказывается уже на расстоянии  $l' \geq 2.6 \delta$  (Пономарев и др., 1958).

С другой стороны, наиболее опасным сечением цилиндрической втулки является сечение, где опорный бурт втулки переходит в цилиндрическую гильзу. Поэтому целесообразно сравнить напряженное состояние БЦВ и чугунной втулки именно в этом и в соседних с ним сечениях. А чтобы результаты расчетов отражали истинную картину, математическая модель должна по возможности точнее учитывать условия механического и теплового нагружения втулки именно в этой ее части.

Исходя из вышесказанного и с целью упрощения вычислений, нами принято, что цилиндрическая втулка нагружена внутренним давлением ( $p_c$ ) на всей своей длине, хотя фактически давление газов в цилиндре действует лишь на часть длины втулки, примыкающую к опорному бурту.

Тепловая нагрузка на цилиндрическую гильзу втулки (ниже опорного бурта) представлена температурным полем, которое задается следующим образом: в пределах каждого слоя температура изменяется по толщине слоя линейно, а по длине гильзы температура каждой граничной поверхности втулки (внутренняя поверхность –  $i = 1$ , наружная поверхность –  $i = 2$ , граница раздела слоев –  $i = 0$ ) описывается выражением:

$$t_i = \gamma_i + (\gamma_0 + \gamma_1 y + \gamma_2 y^2 + \gamma_3 y^3) \exp(-\nu_i y), \quad (2.1)$$

где  $\gamma_i - \gamma_3, \nu_i$  – постоянные коэффициенты;  $y = x/l$ ,  $x$  – координата, отсчитываемая от бурта втулки;  $l$  – длина цилиндрической гильзы втулки.

Если имеются экспериментальные данные о поле температур в БЦВ двигателя, то они используются для определения коэффициентов аппроксимации тем или иным способом, например, методом наименьших квадратов. Однако для наших целей сравнительного анализа чугунных и биметаллических втулок важно знать не экспериментальные температурные поля каких-то двух сравниваемых втулок, а математические зависимости, которые позволили бы оценить изменения температурного поля втулки, вызванные изменениями толщин слоев втулки и теплопроводных свойств материалов этих слоев.

Эти зависимости можно получить при следующих допущениях:

а) чтобы не внести изменений в рабочий процесс двигателя, температура ( $t_1$ ) зеркала цилиндра любой биметаллической втулки должна быть такой же, как и у штатной чугунной втулки (это можно достичь соответствующей регулировкой температуры охлаждающей воды);

б) распределение температур по толщине втулки принимается линейным.

Как следствие этих допущений, радиальный тепловой поток в геометрически подобных точках чугунной и биметаллической втулок остается без изменений и, если известна температура  $t_{2ш}$  на охлаждаемой поверхности штатной чугунной втулки на расстоянии  $x$  от опорного бурта, то температура в подобной точке биметаллической втулки (при сохранении всех внешних геометрических размеров втулок) будет равна:

$$t_2 = t_1 - (t_1 - t_{2ш}) [1 - (1 - \lambda_1/\lambda_2) \delta_2/\delta] \lambda_{1ш}/\lambda_1, \quad (2.2)$$

а на границе слоев:

$$t_0 = t_1 - (t_1 - t_{2ш}) (1 - \delta_2/\delta) \lambda_{1ш}/\lambda_1, \quad (2.3)$$

где  $\lambda_{1ш}, \lambda_1$  и  $\lambda_2$  – коэффициенты теплопроводности, соответственно, для чугуна штатной чугунной втулки, чугуна и стали биметаллической цилиндрической втулки;  $\delta_2$  – толщина стального слоя.

Таким образом, если известно температурное поле в чугунной втулке, то с помощью этих выражений можно найти температурное поле в биметаллической втулке с той точностью, с которой

справедливы принятые выше допущения. После этого для каждой конкретной БЦВ (при известных  $\delta_1, \delta_2, \lambda_1, \lambda_2$ ) вычисляют коэффициенты аппроксимации, входящие в выражение (2.1).

Распределение температур в каждом слое БЦВ в сечении  $x$ :

$$t_4 = t_0 + (t_1 - t_0) z / \delta_1 - \text{в чугунном слое,}$$

$$t_c = t_0 + (t_0 - t_2) z / \delta_2 - \text{в стальном слое,}$$

где  $\delta_1$  – толщина чугунного слоя,  $z$  – координата, отсчитываемая от поверхности спая в сторону оси втулки.

Бурт втулки может иметь сложное поперечное сечение, и в работе (Немыченков и др., 1989) нами получены формулы для определения деформации бурта произвольного поперечного сечения. Однако для наших целей сравнительного анализа нами взята прямоугольная форма поперечного сечения высотой  $H$  и толщиной  $h = h_1 + h_2$ , где  $h_1$  – толщина чугунного слоя, а  $h_2$  – толщина стального слоя бурта втулки, что позволило упростить расчетные формулы.

На бурт действует давление газов ( $p_z$ ), сила давления крышки цилиндров ( $P_3$ ), распределенная по длине окружности радиуса  $R_1$  (рис. 1), реакция бурта блока ( $N$ ), отнесенная к длине окружности радиуса  $R_2$ , силы трения между буртом и крышкой цилиндра ( $F_K$ ) и между буртом и блоком ( $F_B$ ), распределенные, соответственно, по окружностям радиусов  $R_1$  и  $R_2$ . Если во время работы двигателя тепловой зазор  $\delta_{11}$  выберется, то появляется горизонтальная реакция блока  $P_o$ , распределенная по окружности наружного радиуса бурта ( $R_n = R_b + h$ ). Заметим, что силу давления крышки и вертикальную силу реакции блока можно вычислить по формулам:

$$P_3 = R_b^2 (p_z \kappa_{пз} - p_z) / 2 R_1; \quad N = R_b^2 (p_z \kappa_{пз} - p_z) / 2 R_2,$$

где  $R_b$  – внутренний радиус втулки,  $p_z$  – максимальное давление сгорания в цилиндре,  $\kappa_{пз}$  – коэффициент предварительной затяжки шпилек цилиндра ( $\kappa_{пз} = 1.2-1.5$  – в зависимости от типа двигателя).

Распределенные силы трения, соответственно, равны:

$$F_K = f_K P_3 \quad \text{и} \quad F_B = f_B N,$$

где  $f_K$  и  $f_B$  – соответствующие коэффициенты трения скольжения.

Для определения деформации бурта во время работы двигателя надо знать температурное поле в бурте. Если таких данных нет, то можно рекомендовать приближенный метод оценки температурного состояния бурта, базирующийся на знании температурного поля в гильзе втулки, определяемого с помощью зависимостей (2.1). Предполагается, что пространственные эпюры распределения температур в каждой из областей (чугунной и стальной) поперечного сечения бурта ограничены плоскостями. Обе плоскости имеют одинаковый наклон в направлении оси втулки, совпадающий с направлением касательной к кривой  $t_1$  при  $y = 0$ . Тогда температура в крайней верхней точке зеркала цилиндра (т. D на рис. 1) будет равна

$$t_D = t_B - H(\gamma_{11} - \nu_1 \gamma_{10}) / l,$$

где  $t_B = \gamma_1 + \gamma_{10}$  – температура в т. В.

Наклон плоскости эпюры температур в чугунном слое бурта определяется градиентом температур в сечении ВЛ (рис. 1) чугунного слоя

$$\rho_1 = (\gamma_1 + \gamma_{10} - \gamma_0 - \gamma_{00}) / \delta_1,$$

а для стального слоя бурта – градиентом температур в сечении ЛС

$$\rho_2 = (\gamma_0 + \gamma_{00} - \gamma_2 - \gamma_{20}) / \delta_2.$$

Положение плоскостей по высоте определяется температурами в т. В для чугунной области и в т. Л – для стальной.

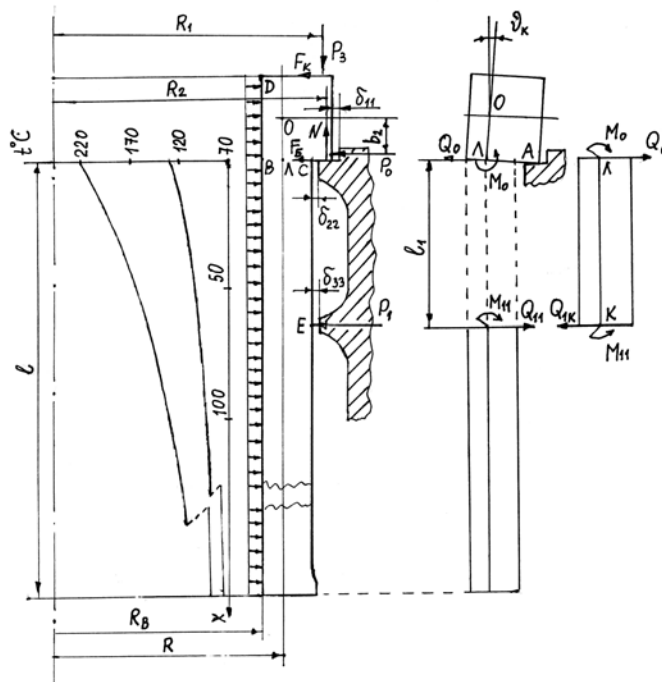


Рис. 1. Расчетная схема и схема нагружения БЦВ

### 2.3. Деформация симметричных цилиндрических биметаллических оболочек

В работе (Григолюк, 1953) при обычных для тонкостенных оболочек допущениях получено основное разрешающее дифференциальное уравнение цилиндрической биметаллической оболочки относительно радиального перемещения  $w$  поверхности сая в виде

$$w^{IV} + 2aw'' + b^2w = \theta(x), \tag{2.4}$$

где постоянные коэффициенты  $a$  и  $b$  зависят от  $\delta_1, \delta_2, R, E_j, \mu_j, R$  – радиус поверхности сая,  $E$  – модуль продольной упругости материала,  $\mu$  – коэффициент Пуассона материала (для чугуна  $j = 1$ , для стали  $j = 2$ ). Индексами  $IV$  и  $II$  обозначены, соответственно, четвертая и вторая производные.

Правая часть дифференциального уравнения зависит от внешней нагрузки на оболочку, и для нашего случая в работе (Немыченков и др., 1989) нами было получено выражение:

$$\theta(x) = [e - p_2 + \sum_{i=0}^2 (\alpha_{i0} + \alpha_{i1}y + \alpha_{i2}y^2 + \alpha_{i3}y^3) \exp(-\nu y)] / B_{11}, \tag{2.5}$$

где коэффициенты  $\alpha_{i0}-\alpha_{i3}$ ,  $e$  зависят от коэффициентов аппроксимации  $\gamma_1-\gamma_3$ ,  $\nu$ , а также от  $\delta_1, \delta_2, R, E_j, \mu_j, \beta_j$  ( $\beta$  – коэффициент линейного температурного расширения материала), а коэффициент  $B_{11}$  – от  $\delta_1, \delta_2, E_j, \mu_j$ .

Полное решение дифференциального уравнения (2.4) ( $w$ ) состоит из суммы частного решения ( $w_0$ ) и общего решения однородного уравнения ( $w^*$ ).

Частное решение основного дифференциального уравнения будем искать в том же виде, что и правая часть (2.5)

$$w_0 = [A + \sum_{i=0}^2 (a_{i0} + a_{i1}y + a_{i2}y^2 + a_{i3}y^3) \exp(-\nu y)] / B_{11}, \tag{2.6}$$

где  $A = (e - p_2)/b^2$ , а коэффициенты  $a_{i0}-a_{i3}$  зависят от коэффициентов  $\alpha_{i0}-\alpha_{i3}$  и от длины втулки  $l$ .

Расчетная модель цилиндрической втулки может включать в себя короткую цилиндрическую оболочку длиной  $l_1$  (рис. 1) и длинную – длиной  $(l - l_1)$ . В теории цилиндрических оболочек короткой считают оболочку, когда силы, приложенные к одному торцевому сечению оболочки, оказывают влияние на НДС на другом торцевом сечении. Учитывая сказанное в начале п.2.1, можно считать оболочку короткой, если её длина  $l_1 \leq l'$ . В противном случае оболочка считается длинной.

Для короткой цилиндрической оболочки общее решение основного дифференциального уравнения (без правой части) определяют по выражению

$$w^* = T_1\Phi_1 + T_2\Phi_2 + T_3\Phi_3 + T_4\Phi_4, \tag{2.7}$$

где  $T_1-T_4$  – постоянные интегрирования,  $\Phi_1-\Phi_4$  – базовые функции:

$$\Phi_1 = \text{Ch}\alpha x \text{Cos}\beta x, \Phi_2 = \text{Sh}\alpha x \text{Sin}\beta x, \Phi_3 = \text{Sh}\alpha x \text{Cos}\beta x, \Phi_4 = \text{Ch}\alpha x \text{Sin}\beta x, \\ \alpha = [(b - a)/2]^{0.5}, \beta = [(b + a)/2]^{0.5}.$$

Постоянные интегрирования найдем из условия, что усилия на торцевых сечениях оболочки (изгибающий момент  $M_1$  и поперечная сила  $Q_1$ ) известны (рис. 1):

$$M_1|_{x=0} = M_0, \quad Q_1|_{x=0} = Q_0, \quad M_1|_{x=l_1} = M_{11}, \quad Q_1|_{x=l_1} = Q_{1K}, \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned} T_1 = k_{33}Q_0 + k_{34}M_0 + k_{35}Q_{1K} + k_{36}M_{11} + H_1, \quad T_2 = k_{24}Q_0 + k_{25}M_0 + k_{26}Q_{1K} + k_{27}M_{11} + H_2, \\ T_3 = k_{37}Q_0 + k_{38}M_0 + k_{39}Q_{1K} + k_{40}M_{11} + H_3, \quad T_4 = k_{29}Q_0 + k_{30}M_0 + k_{31}Q_{1K} + k_{32}M_{11} + H_4, \end{aligned} \tag{2.9}$$

где коэффициенты  $k$  и  $H_1 - H_4$  определены нами в работе (Немыченков и др., 1989).

Далее нам потребуются перемещения концевых сечений короткой цилиндрической оболочки, выраженные через усилия в этих сечениях. Радиальное перемещение начального торцевого сечения

$$w_n = w|_{x=0} = k_{33}Q_0 + k_{34}M_0 + k_{35}Q_{1K} + k_{36}M_{11} + A_{w1}, \tag{2.10}$$

и радиальное перемещение конечного торцевого сечения ( $x=l_1$ )

$$w_k = w|_{x=l_1} = k_{41}Q_0 + k_{42}M_0 + k_{43}Q_{1K} + k_{44}M_{11} + A_{w2}. \tag{2.11}$$

Угол поворота начального поперечного сечения оболочки

$$\mathcal{G}_n = k_{45}Q_0 + k_{46}M_0 + k_{47}Q_{1K} + k_{48}M_{11} + A_{\mathcal{G}1}, \tag{2.12}$$

и угол поворота конечного торцевого сечения короткой оболочки

$$\mathcal{G}_{kk} = k_{49}Q_0 + k_{50}M_0 + k_{51}Q_{1K} + k_{52}M_{11} + A_{\mathcal{G}2}. \tag{2.13}$$

Для длинной цилиндрической оболочки полное решение дифференциального уравнения (2.4) находят в виде

$$w = T_5A_1(x) + T_6A_2(x) + w_0, \tag{2.14}$$

где  $T_5$  и  $T_6$  – постоянные интегрирования, а базовые функции имеют вид

$$A_1(x) = e^{-\alpha x} \cos \beta x, A_2(x) = e^{-\alpha x} \sin \beta x.$$

Если длинная оболочка начинается не от бурта втулки, а на некотором расстоянии  $l_1$  от него (рис. 1), то частное решение (6) будет справедливо и для такой оболочки, но относительная координата должна вычисляться по выражению  $y = (x - l_1) / l$ .

Постоянные интегрирования  $T_5$  и  $T_6$  могут быть выражены через усилия ( $M_{11}$  и  $Q_{11}$ ) в начальном сечении длинной оболочки

$$T_5 = -k_8 M_{11} - k_9 Q_{11} - H_5, T_6 = -k_{53} M_{11} - H_6. \quad (2.15)$$

Зная постоянные интегрирования, можно вычислить перемещения начального торцевого сечения длинной оболочки

$$w_{нд} = -k_8 M_{11} - k_9 Q_{11} - A_{w1д}, \quad (2.16)$$

и угол поворота начального торцевого сечения длинной оболочки

$$\vartheta_{нд} = k_{55} M_{11} + k_{56} Q_{11} + A_{\vartheta1д}. \quad (2.17)$$

#### 2.4. Деформация биметаллического кольца (бурта БЦВ)

В работе (Немыченков и др., 1989) для прямоугольного кольца при оговоренной нами выше внешней механической и тепловой нагрузке были получены выражения для радиального перемещения поверхности спая ( $u_0$ ) и угла поворота кольца ( $\vartheta_k$ )

$$u_0 = R(T_{cp} + R_e)/U_1, \vartheta_k = R(M_T + M_e)/U_3, \quad (2.18)$$

где главный вектор внешних сил (включая усилия  $Q_0$  и  $M_0$  в сечении сопряжения с гильзой)

$$R_e = p_c H R_e - Q_0 R - P_3 R_1 (f_B + f_K) - P_0 R_n, \quad (2.19)$$

и главный момент внешних сил относительно горизонтальной оси симметрии поперечного сечения биметаллического кольца

$$M_e = Q_0 R H / 2 - M_0 R - P_3 R_1 e + P_3 R_1 H (f_B - f_K) / 2 + P_0 R_n b_2, \quad (2.20)$$

$e = R_2 - R_1$ , а  $b_2$  – размер, показанный на рис. 1.

Показатели тепловой нагрузки  $T_{cp}$  и  $M_T$ , а также соответствующие жесткости поперечного сечения кольца  $U_1$  и  $U_3$  приведены в работе (Немыченков и др., 1989).

#### 2.5. Совместная деформация кольца и цилиндрической оболочки

В соответствии с выбранной выше конструктивной расчетной схемой цилиндрической втулки первого типа все возможные варианты деформированного состояния втулки приведены на рис. 2. Эти варианты отличаются друг от друга различной комбинацией составных элементов схемы, уравнениями совместности деформаций этих элементов и граничными условиями. Поскольку компоненты деформаций всех элементов расчетной схемы (кольца, короткой оболочки и длинной оболочки) выражены нами через усилия в концевых сечениях, то в результате рассмотрения совместной деформации этих элементов по каждому варианту будут найдены эти усилия, и только после этого можно будет вычислить все компоненты напряженно-деформированного состояния интересующих нас элементов втулки.

**Вариант 1.** Расчетная схема этой втулки включает в себя только два элемента: кольцо и длинная оболочка. Уравнения совместности деформаций этих элементов (рис. 1):

$$u_{л} = -w_{нд}, \vartheta_k = \vartheta_{нд}. \quad (2.21)$$

Знак "минус" в первом уравнении поставлен потому, что положительные направления отсчета  $u$  и  $w$  противоположны.

При малых углах поворота кольца радиальное перемещение точки Л кольца равно

$$u_{л} = u_0 - \vartheta_k H / 2.$$

Подставляя в (2.21)  $u_0$  по (2.18) (с учетом (2.19)),  $\vartheta_k$  по (2.18) (с учетом (2.20)),  $w_{нд}$  по (2.16) и  $\vartheta_{нд}$  по (2.17), получим систему уравнений, решая которую, найдем усилия ( $Q_0$  и  $M_0$ ) в месте сопряжения кольца с оболочкой. После этого найдем постоянные интегрирования  $T_5$  и  $T_6$  по (2.15).

Признаками, определяющими деформацию втулки по варианту 1, являются:

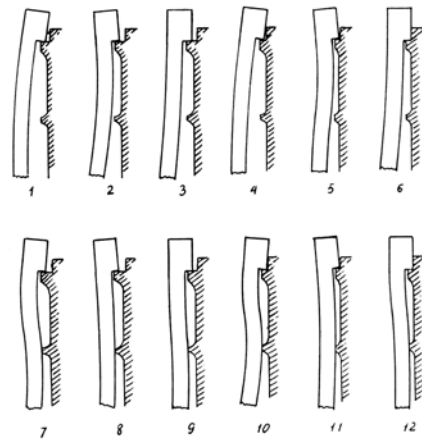


Рис. 2. Варианты деформированного состояния цилиндрической втулки

1. Угол поворота бурта не должен быть отрицательным:  $\vartheta_k \geq 0$ ;
2. Отсутствие контакта бурта втулки с блоком в т. А (см. рис. 1):  $u_A = u_0 - \vartheta_k b_2 \leq \delta_{11}$ ;
3. Отсутствие контакта втулки с кольцевым ребром блока в т. Е:

$$w_E = T_5 A_1(l_1) + T_6 A_2(l_1) + w_0|_{y=y_1} \geq -\delta_{33}.$$

Только после выполнения этих проверок можно переходить к вычислению деформаций и напряжений в характерных сечениях цилиндрической втулки. При невыполнении хотя бы одного из этих условий переходим к расчету второго варианта.

Расчетные схемы втулки по вариантам 2-6 тоже содержат два элемента, и расчеты этих вариантов мало отличаются от расчета варианта 1, поэтому здесь они не приводятся.

**Вариант 7.** Расчетная схема этого варианта содержит три элемента: кольцо, короткая и длинная оболочки. Уравнения совместности деформаций этих элементов:

$$u_{II} = u_0 - \vartheta_k H/2 = -w_n, \quad \vartheta_k = \vartheta_n, \quad w_k = w_{нд}, \quad \vartheta_{kk} = \vartheta_{нд}. \quad (2.22)$$

К уравнениям совместности деформаций добавляется еще граничное условие

$$w_E = w_{нд} = -\delta_{11}. \quad (2.23)$$

Поскольку к сечению "Е" втулки приложена распределенная реакция блока ( $P_1$ ), то в этом сечении будет иметь место скачок поперечной силы

$$Q_{11} - Q_{1k} = -P_1(R + \delta_2)/R. \quad (2.24)$$

Подставив в уравнения совместности и в граничное условие величины  $u_0$  (2.18),  $\vartheta_k$  (2.18),  $w_n$  (2.10),  $\vartheta_n$  (2.12),  $w_k$  (2.11),  $w_{нд}$  (2.16),  $\vartheta_{kk}$  (2.13) и  $\vartheta_{нд}$  (2.17), получим систему пяти уравнений, из которых найдем  $Q_0$ ,  $M_0$ ,  $Q_{11}$ ,  $M_{11}$  и  $Q_{1k}$ . Затем по уравнению (2.24) найдем реакцию  $P_1$ . Чтобы убедиться, что деформация втулки действительно происходит по варианту 7, надо проверить неравенства

$$P_1 \geq 0, \quad \vartheta_k \geq 0, \quad u_A = u_0 - \vartheta_k b_2 \leq \delta_{11}.$$

После этого можно вычислять  $T_1 - T_4$  по выражениям (2.9),  $T_5$  и  $T_6$  по выражениям (2.15) и переходить к исследованию деформаций и напряжений в каждой из оболочек.

Программа для ЭВМ, составленная нами, последовательно рассчитывает варианты до тех пор, пока не находит действительный вариант, соответствующий заданным условиям нагружения втулки. После этого определяются деформация и напряжения во втулке.

## 2.6. Определение деформаций и напряжений в цилиндрической втулке

Радиальные перемещения поверхности сая любого сечения короткой оболочки ( $w = w^* + w_0$ ) вычисляются по выражениям (2.7) и (2.6), а для длинной оболочки – (2.14). Деформация бурта определяется выражениями (2.18).

При выводе основного уравнения (2.4) были получены выражения для расчета напряжений в различных точках цилиндрической оболочки в общем виде:

для осевых нормальных напряжений

$$\sigma_1^{(j)} = E_j[\varepsilon_1 + \varepsilon_2 \mu_j - z(\chi_1 + \mu_j \chi_2) - (1 + \mu_j)\beta_j t] / (1 - \mu_j^2),$$

для окружных нормальных напряжений

$$\sigma_2^{(j)} = E_j[\varepsilon_2 + \varepsilon_1 \mu_j - z(\chi_2 + \mu_j \chi_1) - (1 + \mu_j)\beta_j t] / (1 - \mu_j^2),$$

где  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  – относительные удлинения поверхности сая в осевом и окружном направлениях,  $\chi_1$  и  $\chi_2$  – параметры изменения кривизны поверхности сая в осевом и окружном направлениях,  $t$  – температура в точке, где вычисляются напряжения,  $z$  – координата точки в сечении.

Для наших условий эти формулы приобретают вид:

для короткой оболочки

$$\begin{aligned} \sigma_1^{(j)} &= E_j[S_{1j}\Phi_1 + S_{2j}\Phi_2 + S_{3j}\Phi_3 + S_{4j}\Phi_4 - z(S_{5j}\Phi_1 + S_{6j}\Phi_2 + S_{7j}\Phi_3 + S_{8j}\Phi_4) - \\ &\quad - z(w_0^{II} + w_0\mu_j/R^2) + C_1 w_0^{II}/B_1 + B_4^{(j)} w_0 + f/B_1 - (1 + \mu_j)\beta_j t] / (1 - \mu_j^2), \\ \sigma_2^{(j)} &= E_j[P_{1j}\Phi_1 + P_{2j}\Phi_2 + P_{3j}\Phi_3 + P_{4j}\Phi_4 - z(P_{5j}\Phi_1 + P_{6j}\Phi_2 + P_{7j}\Phi_3 + P_{8j}\Phi_4) - \\ &\quad - z(\mu_j w_0^{II} + w_0/R^2) + \mu_j C_1 w_0^{II}/B_1 + B_5^{(j)} w_0 + \mu_j f/B_1 - (1 + \mu_j)\beta_j t] / (1 - \mu_j^2), \end{aligned}$$

для длинной оболочки

$$\begin{aligned} \sigma_1^{(j)} &= E_j[q_{1j}A_1 + q_{2j}A_2 - z(q_{3j}A_1 + q_{4j}A_2) - z(w_0^{II} + w_0\mu_j/R^2) + \\ &\quad + C_1 w_0^{II}/B_1 + B_4^{(j)} w_0 + f/B_1 - (1 + \mu_j)\beta_j t] / (1 - \mu_j^2), \end{aligned}$$

$$\sigma_2^{(j)} = E_j [t_{1j} A_1 + t_{2j} A_2 - z(t_{3j} A_1 + t_{4j} A_2) - z(\mu_j w_0^{II} + w_0/R^2) + \mu_j C_1 w_0^{II}/B_1 + B_5^{(j)} w_0 + \mu_j f/B_1 - (1 + \mu_j) \beta_j t] / (1 - \mu_j^2),$$

где коэффициенты  $S_{1j} - S_{8j}$ ,  $P_{1j} - P_{8j}$ ,  $q_{1j} - q_{4j}$ ,  $t_{1j} - t_{4j}$  зависят от постоянных интегрирования, которые уже определены, коэффициенты  $C_1$ ,  $B_1$ ,  $B_4^{(j)}$  и  $B_5^{(j)}$  – от материала и толщины слоев, функция  $f$  – от средних температур чугунного и стального слоев в каждом конкретном сечении оболочки, а  $w_0^{II}$  – вторая производная от частного решения (6).

$$w_0^{II} = \left\{ \sum_{i=0}^2 [2a_{i2} + 6a_{i3}y - 2v_i(a_{i1} + 2a_{i2}y + 3a_{i3}y^2) + v_i^2(a_{i0} + a_{i1}y + a_{i2}y^2 + a_{i3}y^3)] \exp(-v_i y) \right\} / B_{11} l^2.$$

Оценка статической прочности втулки производится по эквивалентному напряжению (Биргер и др., 1979)

$$\sigma_{экв} = \chi \sigma_i + (1 - \chi) \sigma_1, \quad (2.25)$$

где  $\sigma_1$  – наибольшее из трех чисел:  $\sigma_1^{(j)}$ ,  $\sigma_2^{(j)}$  и 0, а  $\sigma_i = [(\sigma_1^{(j)})^2 + (\sigma_2^{(j)})^2 - \sigma_1^{(j)} \sigma_2^{(j)}]^{0.5}$ , для стали  $\chi = 1$ , для чугуна  $\chi = \sigma_B / \sigma_{сж}$ ,  $\sigma_B$  – предел прочности чугуна на растяжение,  $\sigma_{сж}$  – предел прочности чугуна на сжатие.

### 2.7. Исследование влияния различных факторов на напряженно-деформированное состояние БЦВ

Описанный выше алгоритм расчета напряжений и деформаций в БЦВ будет пригоден и для монометаллической втулки, если положить везде  $\delta_1 = \delta_2 = \delta$  и не делать различия в характеристиках физико-механических свойств материалов слоев.

В качестве чугунного прототипа цилиндрической втулки в отношении геометрических размеров ( $\delta = 19$  мм,  $l = 420.0$  мм,  $H = 24$  мм,  $h = 30$  мм), давления газов ( $p_z = 12$  МПа), способа фиксации в блоке двигателя нами была принята втулка двигателя VD 26/20. Поскольку истинное температурное поле в чугунной втулке этого двигателя нам неизвестно, то мы задались типовым температурным полем на основании известных температурных полей для других четырехтактных двигателей (кривые изменения температуры по длине чугунной втулки на внутренней ( $t_1$ ) и на наружной ( $t_{2н}$ ) поверхностях показаны на рис. 1).

Физико-механические свойства материалов приняты: для чугуна СЧ 25:  $E_1 = 1.1 \cdot 10^5$  МПа,  $\beta_1 = 1.1 \cdot 10^{-5}$  град $^{-1}$ ,  $\mu_1 = 0.25$ ,  $\lambda_1 = 47.0$  Вт/м·град, для стали 15Л – 30Л:  $E_2 = 2.0 \cdot 10^5$  МПа,  $\beta_2 = 1.3 \cdot 10^{-5}$  град $^{-1}$ ,  $\mu_2 = 0.28$ ,  $\lambda_2 = 44.0$  Вт/м·град.

Влияние толщины слоев. На рис. 3 показаны эпюры распределения номинальных напряжений по толщине поперечного сечения втулки, где цилиндрическая гильза сопрягается с опорным буртом при различной толщине чугунного слоя ( $\delta_1 = 0, 5, 10, 15, 19$  мм). Из рисунка видно, что с увеличением толщины стального слоя напряжения в чугунном слое уменьшаются. Особенно следует подчеркнуть уменьшение растягивающих напряжений в чугунном слое, которые всегда потенциально являлись причиной образования трещин в чугунных цилиндрических втулках. Следовательно, с точки зрения прочности чугунного слоя, желательно делать БЦВ с минимально возможной толщиной чугунного слоя. Об этом же говорит и рис. 4, на котором представлено изменение максимальных эквивалентных напряжений для всей БЦВ (а не для одного какого-то сечения) в зависимости от толщины чугунного слоя. Индекс (Н) у эквивалентного напряжения  $\sigma_э$  означает, что это напряжение вычислено для точек на наружной поверхности втулки (сталь), индекс (В) – на внутренней поверхности (чугун), индекс (ГЧ) – на поверхности сая со стороны чугуна, индекс (ГС) – на поверхности сая со стороны стали. Из этого рисунка можно найти оптимальное соотношение между толщинами слоев с точки зрения

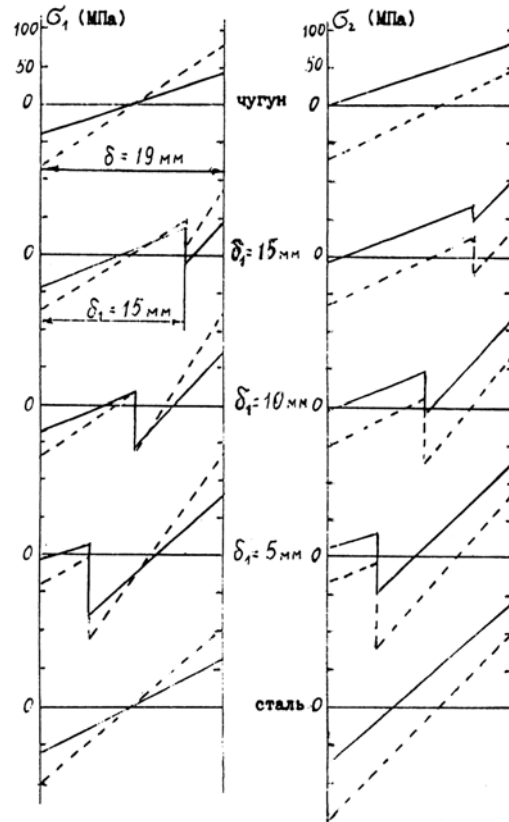


Рис. 3. Распределение осевых ( $\sigma_1$ ) и окружных ( $\sigma_2$ ) напряжений в поперечном сечении БЦВ при различной толщине чугунного слоя ( $\delta_1$ ):

штрих-пунктирная линия – температурные напряжения,  
сплошная линия – суммарные (температурные и механические) напряжения



статической прочности как чугунного, так и стального слоя. Для рассматриваемой нами втулки таким соотношением может служить:  $\delta_1 = 10$  мм и  $\delta_2 = 9$  мм. В дальнейшем при исследовании влияния других факторов на НДС БЦВ нами принята втулка именно с таким соотношением толщин слоев.

Влияние модулей упругости. Известно, что в статически неопределимых системах большую часть нагрузки берет на себя более жесткий элемент этой системы, а при равенстве размеров элементов в более жестком элементе будут иметь места большие напряжения. Этот принцип проявляет себя и в БЦВ, которая представляет собой внутренне статически неопределимую систему (чугун-сталь). Введение стального слоя "вместо чугунного" приводит к тому, что напряжения в стальном слое становятся больше, нежели они были в этом месте, когда на этом месте был чугун (это хорошо видно на рис. 3). Одновременно снижаются напряжения в чугунном слое (менее жестком элементе системы).

Если взять БЦВ с фиксированными толщинами слоев и варьировать модули упругости материалов слоев, то можно количественно оценить эту особенность БЦВ. Если уменьшить модуль упругости стали  $E_2$  с  $2.0 \cdot 10^5$  МПа до  $1.8 \cdot 10^5$  МПа (т.е. уменьшить жесткость стального слоя), то при сохранении всех прочих принятых нами условий эквивалентные напряжения в сечении под буртом втулки на стальной поверхности уменьшатся с 100.9 МПа до 95.3 МПа, а на внутренней чугунной поверхности увеличатся с 8.9 МПа до 9.1 МПа.

Влияние коэффициентов Пуассона. При увеличении коэффициента Пуассона увеличивается цилиндрическая жесткость слоя, поэтому следует ожидать увеличения напряжений в этом слое (в соответствии с вышеотмеченным принципом статически неопределимой системы). Для количественной оценки этого принципа был рассчитан вариант, когда коэффициенты Пуассона для чугуна и стали максимально отличаются друг от друга, т.е. для чугуна взято минимальное значение  $\mu_1 = 0.2$ , а для стали – максимальное  $\mu_2 = 0.33$ . По сравнению с базовым вариантом ( $\mu_1 = 0.25$ ,  $\mu_2 = 0.28$ ) эквивалентные напряжения в сечении под опорным буртом втулки на стальной наружной поверхности увеличились на 4.3 %, а на внутренней чугунной поверхности снизились на 3.5 %.

Влияние коэффициентов линейного температурного расширения. В БЦВ стальной слой находится всегда в зоне более низких температур, чем чугунный. Если предположить, что коэффициенты линейного температурного расширения материалов обоих слоев одинаковы, то в силу отмеченной разности средних температур слоёв возникнет некоторая разность свободных температурных деформаций слоёв. Так как слои не свободны, а "спаяны", то эта разность температурных деформаций вызовет появление напряжений в слоях. Если при сохранении всех прочих равных условий увеличить коэффициент линейного температурного расширения стального слоя, то разность температурных расширений слоев уменьшится, и следует ожидать снижения температурных напряжений в слоях. Такой численный эксперимент был проделан. При  $\beta_1 = \beta_2 = 1.1 \cdot 10^{-5}$  град<sup>-1</sup> эквивалентные напряжения в сечении под опорным буртом на охлаждаемой поверхности оказались равными 106.5 МПа, а на внутренней поверхности – 9.8 МПа. Если увеличить коэффициент линейного температурного расширения стали до  $\beta_2 = 1.3 \cdot 10^{-5}$  град<sup>-1</sup>, то эквивалентные напряжения в тех же точках втулки снизились до 100.9 МПа и 8.9 МПа соответственно.

## 2.8. Выводы

1) Выбранная расчетная схема цилиндрической втулки позволила учесть все реально действующие на втулку нагрузки (тепловые и механические) и способы посадки втулки в блок двигателя.

2) Разработанная математическая модель цилиндрической втулки позволила исследовать напряженно-деформированное состояние в любой точке поперечного сечения БЦВ и его зависимость от многих конструктивных факторов: величины зазора втулка-блок, соотношения толщин слоев, механических характеристик материалов слоев.

3) Установлено, что распределение напряжений в поперечном сечении БЦВ принципиально отличается от распределения напряжений в монометаллической втулке: у БЦВ на границе слоёв имеет место скачок напряжений.

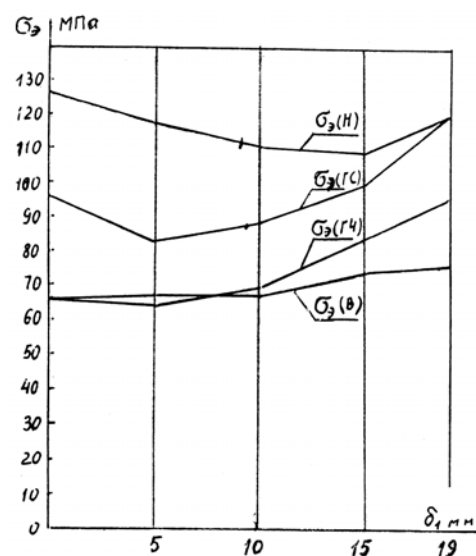


Рис. 4. Эквивалентные суммарные (температурные и механические) напряжения в опасных точках БЦВ при различных соотношениях толщин слоев;  $\delta_1$  – толщина чугунного слоя

4) По мере увеличения толщины стального слоя уровень напряжений в чугунном слое уменьшается, а в стальном слое сначала уменьшается, а затем возрастает.

5) Для конкретных физико-механических характеристик материала слоев можно подобрать оптимальное соотношение толщин слоев с точки зрения прочности всей втулки: для рассмотренного примера это достигается примерно при равной толщине слоев.

### 3. Влияние разностенности слоев на напряженно-деформированное состояние БЦВ

#### 3.1. Понятие "разностенности"

Как уже отмечалось выше, иногда при изготовлении БЦВ может оказаться, что ось  $O_2$  внутренней цилиндрической поверхности раздела слоев (поверхности спая) (см. рис. 5) будет смещена относительно оси  $O_1$  внутренней поверхности втулки на величину  $O_1O_2 = e$  (иногда такое смещение приходится делать вынужденно, чтобы убрать какой-либо дефект литья с одной стороны отливки в процессе механической обработки). В результате получается БЦВ с переменной толщиной слоев в окружном направлении.

Чтобы характеризовать степень неравномерности толщин слоев, предлагается (Немыченков и др., 1990) использовать два относительных критерия:

$$e_o = e/\delta \quad \text{и} \quad \delta_o = \delta_1/\delta, \quad (3.1)$$

где  $\delta$  – общая толщина стенки втулки, а  $\delta_1 = (\delta_{1\max} + \delta_{1\min})/2$  (из рис. 5) означает среднюю толщину чугунного слоя для БЦВ с неравномерной толщиной слоев, или постоянную толщину чугунного слоя "исходной" симметричной втулки с постоянной толщиной слоев, из которой якобы получается втулка с неравномерной толщиной слоев путем смещения оси поверхности спая на величину  $e$ .

Критерий  $\delta_o$  определяет толщины слоев "исходной" симметричной втулки и может изменяться в пределах  $0 \leq \delta_o \leq 1$ . Значение этого критерия определяет область значений критерия  $e_o$ , так как абсолютная величина смещения  $e$  не может превышать минимального значения толщины любого слоя, иначе поверхность спая выйдет на наружную (что еще не очень страшно) или на внутреннюю (а это недопустимо в принципе) поверхность втулки. Теоретически максимальное значение критерия  $e_o$  может быть равно 0.5 лишь при значении  $\delta_o = 0.5$  (когда  $\delta_1 = \delta_2$ ). Практически этот критерий может изменяться в пределах  $0 \leq e_o < 0.5$ , а величина абсолютного смещения  $e$  вычисляется для реальной БЦВ по значениям  $\delta_{1\max}$  и  $\delta_{1\min}$ , измеренным на любой из торцевых поверхностей втулки с помощью выражения:  $e = (\delta_{1\max} - \delta_{1\min})/2$ .

Таким образом, критерий  $\delta_o$  может рассматриваться как параметр, а критерий  $e_o$  – как аргумент, определяющий действительную неравномерность толщины слоев в БЦВ, от которого и будет зависеть НДС втулки.

#### 3.2. Задачи исследования

Как видно из рис. 5, БЦВ, у которой ось поверхности спая  $O_2$  смещена относительно оси втулки  $O_1$ , имеет плоскость симметрии, проходящую через эти оси. Втулка симметрична относительно этой плоскости как в отношении геометрии, так и в отношении тепловых и механических свойств слоев.

Предположим, что опорный бурт втулки имеет свободу радиального перемещения, но не может поворачиваться (скручиваться в своей плоскости), а нижняя часть втулки свободна от какого-либо закрепления. Будучи нагретой рабочими газами, такая втулка будет изгибаться в плоскости симметрии таким образом, что её ось будет иметь выпуклость в сторону наибольшей толщины стального слоя, так как коэффициент линейного температурного расширения у стали, как правило, больше чем у чугуна. В результате такого изгиба нижнее поперечное сечение втулки получит некоторый прогиб  $\Delta$  относительно верхнего сечения, центр которого считается неподвижно зафиксированным в блоке двигателя.

В действительности цилиндрическая втулка вставляется в блок с малым радиальным зазором  $z_o$  между нижним опорным поясом блока и нижним центрирующим поясом втулки. Если окажется, что  $\Delta > z_o$ , то втулка в этом месте упрется в блок, появится дополнительная реакция блока, которая, действуя на нижний пояс втулки, вызовет дополнительное поле напряжений, величина которых будет максимальной в верхнем защемленном сечении втулки, которое всегда считалось опасным местом любой цилиндрической втулки.

Таким образом, одной из задач исследования является определение свободного температурного перемещения  $\Delta$  и дополнительных напряжений в опасном сечении втулки, которые могут возникнуть по вышеописанной причине.

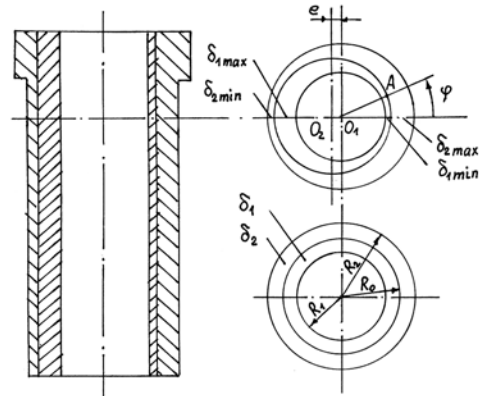


Рис. 5. БЦВ с переменной толщиной слоев в окружном направлении

Поскольку материалы слоев имеют различные теплофизические свойства, то изначально круглая внутренняя граница поперечного сечения втулки с переменной толщиной слоев в окружном направлении при действии на втулку даже осесимметричной тепловой или механической нагрузки становится некруглой, появляется овальность зеркала цилиндров, которая может сделать цилиндрическую втулку непригодной для надежной работы цилиндрической поршневой группы. Поэтому следующей задачей исследования является определение формы поперечного сечения БЦВ с переменной толщиной слоев в окружном направлении при работе двигателя и величины допускаемой степени неравномерности толщин слоев, которая гарантировала бы допускаемую овальность зеркала цилиндрической втулки.

Выше для симметричной БЦВ нами установлено, что наиболее опасным сечением втулки является сечение, где цилиндрическая оболочка сопрягается с буртом, определены наиболее опасные точки этого сечения и проведена оценка прочности втулки в этих точках по сравнению с чугунной втулкой. Точно такую же задачу предстоит решить и для БЦВ с неравномерной толщиной слоев в окружном направлении.

### 3.3. Выбор метода исследования

Нашей конечной целью является исследование влияния неравномерности толщин слоев БЦВ на её НДС. Однако существуют много других факторов, влияющих на напряжения и деформации втулки, таких, как жесткость опорного бурта втулки, способ фиксации её в блоке, характер температурного поля и др. Частичный учет этих факторов для осесимметричной БЦВ привел нас к довольно громоздкой математической модели, даже несмотря на то, что НДС симметричной цилиндрической биметаллической оболочки, входящей в состав расчетной схемы втулки, определяется, по существу, одним разрешающим дифференциальным уравнением (2.4), решение которого известно. Для цилиндрической биметаллической оболочки с переменной толщиной слоев такого уравнения получить нельзя. Для определения НДС такой оболочки приходится решать систему нескольких дифференциальных уравнений в частных производных. Если же учесть, что такая оболочка является только частью расчетной схемы и деформируется совместно с опорным буртом, то становится очевидной громоздкость такой математической модели БЦВ.

Использование численных методов определения НДС тел, таких, как метод конечных элементов и ему подобные, для всестороннего исследования потребует расчетов многих конструктивных вариантов, а подготовка исходных данных и обработка результатов расчета по каждому из вариантов для любого численного метода, связанного с разбивкой исследуемой области на элементы, требуют много времени.

С другой стороны, следует опять принять во внимание, что наши исследования носят сравнительный характер: НДС БЦВ с переменной толщиной слоев сравнивается с НДС симметричной БЦВ или с НДС монометаллической втулки. И для этих целей учет всех уточняющих факторов, приближающих расчетную модель втулки к реальности, может только помешать увидеть реальное влияние главного в данной ситуации фактора неравномерности толщин слоев на НДС БЦВ.

Исходя из сказанного, мы выбираем упрощенную модель БЦВ с переменной толщиной слоев, которая, тем не менее, позволила бы нам решить все поставленные выше задачи. Такой упрощенной моделью может служить биметаллическая цилиндрическая оболочка ограниченной длины, один конец которой имеет скользящее защемление, препятствующее повороту поперечного сечения оболочки из своей плоскости, но позволяющее ему изменять свою форму в своей плоскости вследствие различных радиальных перемещений в разных направлениях. Другой конец оболочки считается свободным от закрепления.

Такое закрепление оболочки с достаточной для нашего случая точностью имитирует закрепление реальной втулки в блоке двигателя, так как опорный бурт реальной втулки существенно ограничивает (а иногда и полностью исключает) свободу углового перемещения верхнего сечения цилиндрической гильзы в месте её сопряжения с опорным буртом, но имеет возможность почти свободно перемещаться радиально (преодолевая незначительные силы трения между буртом втулки и блоком) в пределах зазора между опорным буртом (или верхним центрирующим поясом гильзы) и блоком двигателя.

Выбранная расчетная схема позволяет определить изменение формы защемленного сечения, искривление оси оболочки (прогиб свободного концевое сечения оболочки относительно защемленного) и поле напряжений в защемленном (наиболее опасном для втулки) сечении в зависимости от степени неравномерности толщин слоев, т.е. как раз те величины, которые интересуют нас практически в связи с неравномерностью толщин слоев БЦВ.

Для определения деформаций и напряжений в биметаллической цилиндрической оболочке нами использовался готовый программный продукт в виде программного комплекса для расчета на ЕС ЭВМ напряженно-деформированного состояния ортотропных слоистых цилиндрических оболочек, у которых толщина, механические и теплофизические характеристики материалов слоев могут изменяться в окружном направлении. Теоретические основы этого программного комплекса приведены в работах (Григоренко и др., 1971; 1980; Годунов, 1961). Здесь мы укажем лишь на основные допущения теории

таких оболочек и на исходные данные, которые нам пришлось внести в программный комплекс, чтобы приспособить его для наших целей.

Предполагается, что произвольное число ортотропных слоев переменной толщины образуют цилиндрическую оболочку и жестко связаны между собой так, что исключена возможность их проскальзывания по поверхности контакта и обеспечивается совместная их деформация без отрыва. Материал каждого слоя подчиняется обобщенному закону Гука. Механические характеристики и толщины слоев таковы, что допустимо применение гипотезы недеформированной нормали для всего пакета оболочки в целом, а это, в свою очередь, позволяет свести задачу о деформации слоистой оболочки к задаче о деформации координатной (базовой) поверхности, обладающей некоторыми приведенными жесткостными характеристиками. Задача решается в рамках линейной теории оболочек. В нашем случае в качестве базовой поверхности принята круговая поверхность зеркала цилиндра радиуса  $R_1$ , чтобы сразу, без дополнительных перерасчетов, определять деформированную форму (овальность) этой поверхности.

Жесткостные характеристики слоев оболочки изменяются в окружном направлении в зависимости от закона изменения толщины слоя в этом направлении. Для нашего случая легко найти закон изменения толщины внутреннего слоя из рассмотрения треугольника  $O_1O_2A$  (на рис. 5)

$$\delta_1(\varphi) = O_1A(\varphi) - R_1,$$

или в функции от критериев неравномерности толщин слоев:

$$\delta_1(\varphi) = R_1 \left[ \left\{ (1 + \delta_o \delta_{om})^2 - (e_o \delta_{om} \sin \varphi)^2 \right\}^{0.5} - e_o \delta_{om} \cos \varphi - 1 \right], \quad (3.2)$$

где  $\delta_{om} = \delta/R_1$  – относительная толщина всей оболочки, а угол  $\varphi$  отсчитывается от плоскости симметрии втулки как показано на рис. 5.

Толщина наружного слоя изменяется по закону

$$\delta_2(\varphi) = \delta - \delta_1(\varphi). \quad (3.3)$$

Положение точки на базовой поверхности фиксируется осевой координатой  $s$ , отсчитываемой от одного из торцов оболочки (для нашего случая от свободного сечения), и центральным углом  $\varphi$ .

В качестве основных неизвестных при построении разрешающей системы уравнений выбраны величины, которые характеризуют напряженно-деформированное состояние в сечении  $\varphi = \text{const}$ : нормальное усилие  $N_1$ , сдвигающее усилие  $S_1$ , приведенное перерезывающее усилие  $Q_1$ , изгибающий момент  $M_1$ , смещение в окружном направлении  $u$ , смещение в осевом направлении  $v$ , радиальный прогиб  $w$  и угол поворота нормального элемента  $\mathcal{G}_1$ .

Учитывая, что оболочка нагружена равномерным внутренним давлением и в ней существует некоторое температурное поле, для этих шести неизвестных получена система шести дифференциальных уравнений, которые приведены в (Немыченков и др., 1990).

Решение этой системы строится для некоторого ограниченного числа граничных условий на торцах оболочки  $s = 0$  и  $s = l$ , где  $l$  – длина втулки. Искомые функции представляются в виде рядов типа:

$$\{N_1(s, \varphi), Q_1(s, \varphi), M_1(s, \varphi), u(s, \varphi), w(s, \varphi), \mathcal{G}_1(s, \varphi)\} = \sum_{k=1}^m \{N_{1k}(\varphi), Q_{1k}(\varphi), M_{1k}(\varphi), u_k(\varphi), w_k(\varphi), \mathcal{G}_{1k}(\varphi)\} \sin \lambda_k s; \quad (3.4)$$

$$\{S_1(s, \varphi), v(s, \varphi)\} = \sum_{k=1}^m \{S_{1k}(\varphi), v_k(\varphi)\} \cos \lambda_k s.$$

Для различных граничных условий выбираются свои значения собственных чисел  $\lambda_k$ , а  $\sin \lambda_k s$  и  $\cos \lambda_k s$  могут меняться местами.

Чтобы обеспечить выбранные нами условия закрепления оболочки (один торец имеет скользящее защемление, а другой – свободен от закрепления), первоначально рассматривается оболочка длиной  $2l$  (см. рис. 6) со свободным шарнирным опиранием концевых сечений. Нас будет интересовать только участок  $AB = l$  этой "сдвоенной" оболочки. Предполагается, что фактическая нагрузка (тепловая и механическая) на этом участке продолжена на фиктивный участок  $BC$  симметрично относительно середины оболочки. Чтобы на торцах оболочки обеспечить свободное шарнирное опирание, необходимо в выражениях (3.4) положить  $\lambda_k = k\pi / 2l$ , где  $k = 1, 3, 5, \dots$ , тогда продольная сила  $N_2$  в этих сечениях, изгибающий момент  $M_2$ , радиальный прогиб  $w$  и окружное смещение  $u$  обратятся в ноль.

Поскольку нагрузка на оболочку симметрична относительно оси оболочки и относительно среднего сечения  $B$ , то такая оболочка будет прогибаться в плоскости материальной симметрии самой оболочки и симметрично относительно среднего сечения  $B$ . На рис. 6б показана деформация оболочки в предположении, что максимальная толщина стального слоя находится внизу. Вследствие симметрии деформации оболочки относительно сечения  $B$ , усилия и перемещения различных точек этого сечения автоматически получаются такими, как если бы это сечение имело скользящее защемление: сдвигающая

сила  $S_2$ , поперечная сила  $Q_2$ , осевое смещение  $v$  и угол поворота  $\mathcal{G}_2$  будут равны нулю. Таким образом, мы обеспечили необходимое нам закрепление одного из концевых сечений втулки.

Концевые шарниры не препятствуют свободному прогибу сечения В ( $u_o$  на рис. 6б) относительно сечений А и С. С другой стороны, этот прогиб равен перемещению  $l$  сечения А относительно сечения В (рис. 6в). Поскольку длина оболочки достаточно велика, то самоуравновешивающиеся реакции концевых шарниров не окажут никакого влияния на напряжения и деформации в сечении В.

Таким образом, определив для "сдвоенной" оболочки прогиб среднего сечения В, радиальное перемещение различных точек базовой поверхности в сечении В и напряжения в различных точках этого сечения, мы получим все интересующие нас величины для реальной оболочки длиной  $l$  с показанными на рис. 6в условиями закрепления.

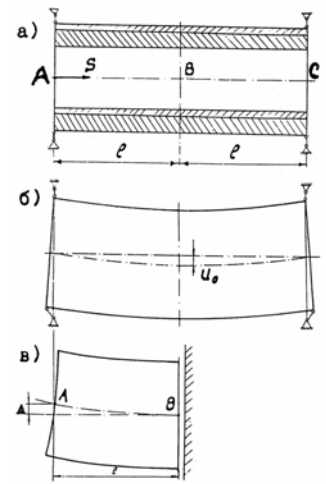


Рис. 6. Схема реализации необходимых условий закрепления модели БЦВ с переменной толщиной

### 3.4. Условия нагружения модели БЦВ

Все наши исследования носят сравнительный характер, т.е. интересующие нас эффекты от неравномерности толщин слоев мы сравниваем с аналогичными эффектами во втулке, у которой толщины слоев постоянны. По этой причине мы выбрали упрощенную модель втулки и можем принять упрощенную схему нагружения.

Во-первых, принято, что внутреннее давление, равное максимальному давлению сгорания в цилиндре ( $p_2$ ), действует по всей длине оболочки, а не на части длины, примыкающей к опорному бурту, как это имеет место в действительности. Во-вторых, температура по длине втулки тоже принимается постоянной, а распределение температуры по толщине и по окружности цилиндра определяется термическим сопротивлением слоёв и теплопередачными функциями (температуры рабочих газов и охлаждающей жидкости, коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к охлаждающей среде) на уровне камеры сгорания двигателя.

В результате таких допущений нагрузка на оболочку в районе заземленного сечения примерно соответствует нагрузке на верхнюю часть БЦВ реального двигателя, в то время как остальная часть оболочки оказывается перегруженной. Поскольку это условие сохраняется как для оболочки с постоянной толщиной слоёв, так и для оболочки с переменной толщиной слоев, то сравнение напряжений в различных точках заземленного сечения обеих оболочек позволит выявить действительную связь НДС в этом сечении со степенью неравномерности толщины слоев БЦВ реального двигателя.

Что касается овальности заземленного сечения и особенно степени искривления оси оболочки, вызванных непостоянством толщины слоев в окружном направлении, то при такой схеме нагружения они окажутся заведомо завышенными (у реального двигателя овальность сечения, где опорный бурт сопрягается с цилиндрической оболочкой БЦВ, будет меньше за счет большей жесткости самого бурта и за счет того, что для самого бурта степень неравномерности толщины слоев меньше вследствие большей общей его толщины и поэтому он будет меньше "склонен" изменять свою круговую форму).

Определив допускаемую степень неравномерности толщины слоев конкретной БЦВ на основе этих верхних оценок овальности и кривизны оси оболочки, мы можем быть уверены, что фактическое изменение формы данной БЦВ будет меньше расчетного.

При определении установившегося температурного поля в биметаллической оболочке принято во внимание, что кривизна слоев оболочки невелика, поэтому передача тепла от рабочих газов к охлаждающей жидкости происходит без учета этой кривизны, т.е. как через плоскую стенку. Кроме того, учитывая, что толщина слоев очень плавно изменяется в окружном направлении, тепловым потоком в окружном направлении можно пренебречь по сравнению с радиальным. В результате таких допущений распределение температуры по толщине каждого слоя получается линейным, а температура на внутренней ( $T_1$ ) и наружной ( $T_2$ ) поверхностях оболочки и на поверхности раздела слоев ( $T_o$ ) определяются выражениями:

$$\begin{aligned} T_1(\varphi) &= (\Theta_z - \Theta_{жс}) [1 + B_i + \delta_{10}(\varphi)B_i(\lambda_2/\lambda_1 - 1)]/3_n(\varphi) + \Theta_{жс}; & T_2(\varphi) &= (\Theta_z - \Theta_{жс})/3_n(\varphi) + \Theta_{жс}; \\ T_o(\varphi) &= (\Theta_z - \Theta_{жс})[1 + B_i - \delta_{10}(\varphi)B_i]/3_n(\varphi) + \Theta_{жс}; & 3_n(\varphi) &= 1 + B_i + B_o + \delta_{10}(\varphi)B_i(\lambda_2/\lambda_1 - 1), \end{aligned} \quad (3.5)$$

где  $\delta_{10}(\varphi) = \delta_1(\varphi)/\delta$  – относительная текущая толщина внутреннего слоя;  $\Theta_z$  – "среднезаменяющая" по теплопередаче температура газов;  $\Theta_{жс}$  – температура охлаждающей жидкости;  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  – коэффициенты теплопроводности чугуна и стали;  $B_i = \alpha_{жс}\delta/\lambda_2$  – критерий Био;  $B_o = \alpha_{жс}/\alpha_2$ ;  $\alpha_2$  – средний за цикл коэффициент теплоотдачи от рабочих газов к стенке цилиндра;  $\alpha_{жс}$  – коэффициент теплоотдачи от стенки цилиндра к охлаждающей жидкости.

При определении деформаций и напряжений в оболочке мы считаем, что при температуре окружающей среды никаких напряжений и деформаций в оболочке нет. Поэтому при последующих расчетах следует использовать не истинные температуры, рассчитанные по (3.5), а уменьшенные на величину температуры окружающей среды.

### 3.5. Определение деформации оболочки

С помощью используемого программного комплекса могут быть найдены любые перемещения (радиальные, окружные и осевые) любой точки координатной поверхности в любом поперечном сечении оболочки, определяемом осевой координатой  $s$ . Мы же собираемся исследовать изменение формы защемленного сечения оболочки (или, что то же самое, среднего сечения В сдвоенной оболочки). Учитывая, что оболочка деформируется симметрично плоскости своей материальной симметрии, для получения полной картины деформации этого сечения достаточно определить радиальные перемещения пяти точек этого сечения, лежащих на координатной поверхности, с координатами  $\varphi = 0, \pi/4, \pi/2, 3\pi/4, \pi$  ( $w_0, w_{\pi/4}, w_{\pi/2}, w_{3\pi/4}, w_{\pi}$ ). При этом надо иметь в виду, что радиальные перемещения этих точек рассчитываются относительно исходного положения поперечного сечения, т.е. с учетом того, что само это сечение смещается как единое целое относительно своего исходного положения на величину  $u_0$  (рис. 6б). Нам же надо определить форму защемленного сечения после деформации, поэтому следует вычислить радиальные перемещения этих точек относительно нового центра сечения, лежащего на искривленной оси сдвоенной оболочки, по формулам:

$$\hat{w}_0 = w_0 - u_0; \quad \hat{w}_{\pi/4} = w_{\pi/4} - u_0 \cos 45^\circ; \quad \hat{w}_{\pi/2} = w_{\pi/2}; \quad \hat{w}_{3\pi/4} = w_{3\pi/4} + u_0 \cos 45^\circ; \quad \hat{w}_{\pi} = w_{\pi} + u_0, \quad (3.6)$$

а сам прогиб центра поперечного сечения В относительно своего исходного положения:

$$u_0 = 0.5(w_0 - w_{\pi}). \quad (3.7)$$

Овальность ( $O_x$ ) внутреннего контура защемленного сечения найдем по ГОСТ 24642-81, который определяет способ вычисления овальности зеркала цилиндра ДВС как полуразность двух внутренних взаимно перпендикулярных диаметров  $D|_{\varphi=0} = 2R_1 + \hat{w}_0 + \hat{w}_{\pi}$  и  $D|_{\varphi=\pi/2} = 2R_1 + 2\hat{w}_{\pi/2}$ , или с учетом (3.6) получим:

$$O_x = 0.5(w_0 + w_{\pi} - 2w_{\pi/2}). \quad (3.8)$$

Положительное значение  $O_x$  означает, что большая ось эллипса внутреннего контура сечения совпадает с осью симметрии поперечного сечения.

### 3.6. Определение напряжений в характерных точках биметаллических оболочек с постоянной и переменной толщиной слоев

Нас будет интересовать наиболее опасное защемленное сечение оболочки (на рис. 6в). Как было отмечено выше, это сечение свободно от поперечных и сдвигающих усилий, поэтому в точках этого сечения не возникнут касательные напряжения. Программный комплекс позволит нам вычислить как нормальные, так и касательные напряжения в любой точке оболочки, но нас будут интересовать только осевые нормальные напряжения ( $\sigma_x$ ) и окружные нормальные напряжения ( $\sigma_{\varphi}$ ) в различных точках защемленного сечения. Характерные точки в этом сечении следующие: на внутренней поверхности оболочки (в чугунном слое), на границе раздела слоев в чугунном слое, на границе раздела слоев в стальном слое, на наружной поверхности оболочки (в стальном слое). Для получения полной картины напряженного состояния в сечении напряжения в характерных точках вычислялись при различных углах  $\varphi$  (как и при определении радиальных перемещений базовой поверхности в этом сечении).

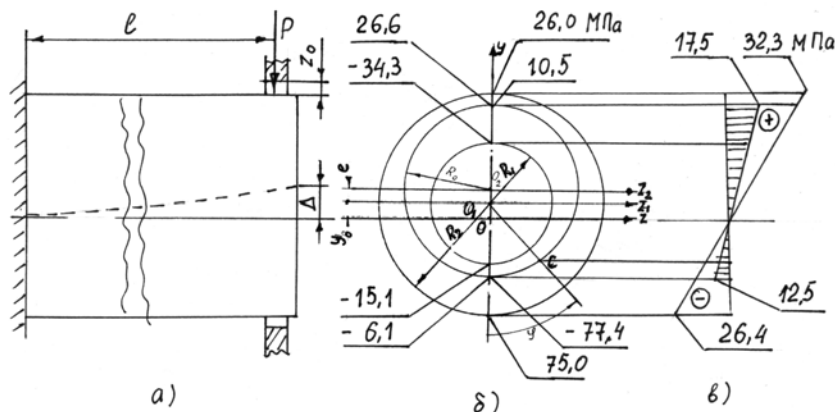


Рис. 7. Поперечный изгиб БЦВ

Как и для симметричной БЦВ, оценка статической прочности в характерных точках заземленного сечения БЦВ с неравномерной толщиной слоев производилась по теории Писаренко-Лебедева с помощью эквивалентного напряжения по формуле (2.25), в которой следует заменить  $\sigma_1^{(j)}$  на  $\sigma_x$ , а  $\sigma_2^{(j)}$  на  $\sigma_\varphi$ .

Проследив за изменением эквивалентных напряжений в точках заземленного сечения оболочки при изменении параметров неравномерности толщин слоев, мы сможем сделать вывод о влиянии степени этой неравномерности на прочность БЦВ.

### 3.7. Поперечный изгиб оболочки

На рис. 7а показана модель БЦВ, у которой радиальный зазор между нижним центрирующим поясом втулки и блоком двигателя со стороны, противоположной максимальной толщине стального слоя БЦВ, равен  $z_o$ . Как указывалось выше, при нагреве втулка будет искривляться в плоскости материальной симметрии так, что свободное торцевое сечение втулки получит свободное температурное перемещение  $\Delta = u_o$  (которое вычисляется по (3.7)), показанное на рисунке. Если это перемещение окажется больше зазора  $z_o$ , то втулка своим нижним поясом упрется в блок, и появится реакция блока  $P$ . От действия этой реакции в заземленном сечении появятся дополнительные напряжения.

Чтобы определить эти напряжения, рассмотрим поперечный изгиб втулки как консольной балки, деформируемой в плоскости своей симметрии, для которой сохраняют свою силу все гипотезы чистого изгиба. В работе (Немыченков и др., 1990) нами получено, что нейтральная ось в поперечном сечении балки оказывается сдвинутой относительно центральной оси втулки  $O_1$  (рис. 7б) на величину

$$y_o = (E_2 - E_1)R_o^2 e / [E_1(R_o^2 - R_1^2) + E_2(R_2^2 - R_o^2)], \quad (3.9)$$

где  $E_1$  и  $E_2$  – модули продольной упругости чугуна и стали.

При  $e > 0$  (ось  $O_2$  смещена вверх относительно оси оболочки) и при  $E_2 > E_1$  получим  $y_o > 0$ , т.е. нейтральная ось размещается ниже оси оболочки  $O_1$ .

Величина реакции  $P$  определяется в зависимости от смещения  $\Delta$

$$P = 3(\Delta - z_o)(E_1 I_1 + E_2 I_2) / l^3, \quad (3.10)$$

где  $I_1$  и  $I_2$  – моменты инерции площади поперечного сечения внутреннего и наружного слоев относительно нейтральной оси:

$$I_1 = \pi[(R_o^4 - R_1^4)/4 + R_o^2(e + y_o)^2 - R_1^2 y_o^2]; \quad I_2 = \pi[(R_2^4 - R_o^4)/4 - R_o^2(e + y_o)^2 - R_2^2 y_o^2]. \quad (3.11)$$

Величина нормальных осевых напряжений в различных точках заземленного сечения от действия реакции  $P$

$$\sigma_{xj} = 3E_j(\Delta - z_o)y / l^2, \quad \text{где } j=1 \text{ для чугуна, } j=2 \text{ для стали.} \quad (3.12)$$

Для точек, лежащих на внутреннем или на наружном контуре сечения, координата  $y$  вычисляется по формулам:

$$y_e = -R_1 \cos \varphi + y_o, \quad y_n = -R_2 \cos \varphi + y_o, \quad (3.13)$$

а для точек на границе слоёв (т. С на рис. 7б)

$$y_e = -\cos \varphi [(R_o^2 - e^2 \sin^2 \varphi)^{0.5} - e \cos \varphi] + y_o.$$

На рис. 7в показана эпюра распределения напряжений по высоте поперечного сечения, из которой видно, что максимальные напряжения как в стальном, так и в чугунном слое возникают в точках, лежащих в плоскости симметрии втулки (при  $\varphi = 0$  и  $\varphi = \pi$ ).

Из (3.12) следует, что величина напряжений от поперечного изгиба будет наибольшей при  $z_o = 0$  (при монтаже втулка установлена в блок так, что нижний центрирующий пояс втулки касается блока именно со стороны минимальной толщины стального слоя). Чтобы получить предельную оценку влияния поперечного изгиба на напряженное состояние заземленного сечения, при последующих расчетах нами взят именно этот предельный случай  $z_o = 0$ .

Для вычисления эквивалентных напряжений в опасных точках заземленного сечения необходимо к осевым напряжениям  $\sigma_x$ , полученным для свободной оболочки, добавить (со своим знаком) осевые напряжения  $\sigma_{xj}$  от поперечного изгиба.

### 3.8. Исходные данные и план численного эксперимента

В качестве исходного прототипа для численного исследования влияния неравномерности толщин слоев на НДС БЦВ принята втулка главного судового двигателя 6L525 II PS. БЦВ для этого двигателя была в свое время изготовлена и протермометрирована нами на различных режимах работы двигателя, поэтому результаты натурных испытаний нами были использованы для корректировки тепловой нагрузки на расчетную модель.

Исходными данными для последующих расчетов приняты:

$l = 1135$  мм – длина втулки между опорным буртом и нижним центрирующим поясом втулки;

$\delta = 43$  мм – толщина стенки втулки;

$R_1 = 262.5$  мм – внутренний радиус оболочки;

$E_1 = 1.1 \cdot 10^5$  МПа и  $E_2 = 2.0 \cdot 10^5$  МПа – модули упругости чугуна (СЧ 24-44) и стали (СТ. 30Л);

$\beta_1 = 1.1 \cdot 10^{-5}$  град<sup>-1</sup>;  $\beta_2 = 1.3 \cdot 10^{-5}$  град<sup>-1</sup>;

$\lambda_1 = 47.0$  Вт/м·град;  $\lambda_2 = 44.0$  Вт/м·град;

$\Theta_z = 557.8^\circ\text{C}$ ;  $\Theta_{жс} = 75.0^\circ\text{C}$ ;  $\Theta_o = 25.0^\circ\text{C}$  – температура окружающей среды;

$\alpha_z = 100.0$  Вт/м<sup>2</sup>·град;  $\alpha_{жс} = 2051.2$  Вт/м<sup>2</sup>·град;  $p_z = 6.0$  МПа.

В табл. 1 показан план эксперимента, т.е. комбинация параметров  $e_o$  и  $\delta_o$ , характеризующих неравномерность толщин слоев, при которых вычислялись все интересующие нас величины, с учетом пределов возможных изменений этих параметров. Результаты при  $e_o = 0$  относятся к "исходной" симметричной оболочке, с которой производится сравнение.

Таблица 1

$\delta_o$	0.125	0.25	0.375	0.5	0.625	0.75	0.875
$e_o$							
0	+	+	+	+	+	+	+
0.125	+	+	+	+	+	+	+
0.25		+	+	+	+	+	
0.375			+	+	+		
0.5				+			

### 3.9. Влияние неравномерности толщин слоёв в окружном направлении на деформированное состояние оболочки

Сначала исследуем чисто температурную деформацию оболочки, на которую не действует внутреннее давление газов.

В табл. 2 приведены результаты расчета величины смещения ( $\Delta$ ) свободного сечения оболочки относительно защемленного, а в табл. 3 – овальности ( $O_x$ ) защемленного сечения.

Таблица 2. Смещение свободного сечения оболочки ( $\Delta$ ), вызванное температурным полем (мм)

$\delta_o$	0.125	0.25	0.375	0.5	0.625	0.75	0.875
$e_o$							
0.125	0.0795	0.0772	0.0741	0.0697	0.0638	0.0555	0.0432
0.25		0.1549	0.1479	0.1386	0.1262	0.1084	
0.375			0.2214	0.2062	0.1860		
0.5				0.2736			

Таблица 3. Овальность защемленного сечения оболочки ( $O_x$ ), вызванная температурным полем (мм)

$\delta_o$	0.125	0.25	0.375	0.5	0.625	0.75	0.875
$e_o$							
0.125	-0.0243	-0.0236	-0.0214	-0.0178	-0.0132	-0.0074	0.0002
0.25		-0.0911	-0.0831	-0.0700	-0.0524	-0.0296	
0.375			-0.1782	-0.1528	-0.1166		
0.5				-0.2627			

Знак минус у овальности означает, что большая ось эллипса поперечного сечения перпендикулярна плоскости материальной симметрии оболочки.

Из табл. 2 видно, что чем больше средняя толщина стального слоя (при этом  $\delta_o$  уменьшается), тем больше величина смещения  $\Delta$ , т.е. ось втулки больше искривляется. Такая зависимость, на наш взгляд, объясняется двумя причинами. В нашем примере коэффициент теплопроводности стали меньше коэффициента теплопроводности чугуна, и это приводит к тому, что средняя по толщине температура втулки на той стороне, где больше стали, выше, чем на противоположной, и эта сторона будет иметь большую осевую температурную деформацию, а ось втулки будет искривляться выпуклостью в сторону, где больше толщина стального слоя. Кроме того, коэффициент линейного температурного расширения у стали выше, чем у чугуна и, следовательно, свободная осевая температурная деформация стального слоя будет больше, чем чугунного. Слои "спаяны" между собой, и их совместная продольная деформация будет больше там, где больше стали, и это опять приводит к деформации оболочки выпуклостью в сторону наибольшей толщины стального слоя.



Необходимо отметить, что полученные величины смещения  $\Delta$  оказываются явно завышенными по сравнению с таковыми у реальной БЦВ. Они рассчитаны нами в предположении, что  $\theta_2$ ,  $\alpha_2$ ,  $\theta_{жс}$  и  $\alpha_{жс}$ , взятые нами на уровне камеры сгорания двигателя, не меняются по длине оболочки, а это приводит к тому, что средние по толщине температуры стенки и перепады температур по толщине стенки, от которых зависит температурная деформация оболочки, становятся одинаковыми для любого поперечного сечения оболочки. В реальных условиях эти величины, особенно  $\theta_2$  и  $\alpha_2$ , уменьшаются в направлении от камеры сгорания к свободному концу втулки ( $\theta_2$  – в 3-5 раз, а  $\alpha_2$  – в 1.5-2 раза), и это приведет к снижению средней температуры стенки и перепада температур по толщине стенки, а следовательно, температурного искривления и перемещения  $\Delta$  нашей оболочки.

Как уже было сказано выше, овальность, полученная нами, тоже оказывается завышенной, так как нами не учитывается жесткость опорного бурта и его собственная температурная деформация.

Для каждого двигателя завод-изготовитель назначает номинальную допускаемую овальность  $O_{ном}$  для новой втулки и предельную допустимую овальность  $O_{пр}$  чугуновой втулки. Последняя величина назначается как допуск на износ втулки и характеризует допускаемую эллипсность зеркала цилиндра в плоскости качания шатуна. У новой БЦВ с переменной толщиной слоев величина овальности  $O_x$ , появляющаяся при работе двигателя, не должна, очевидно, превышать величины  $O_{пр}$  чугунового прототипа при любом сочетании параметров  $\delta_o$  и  $e_o$ .

Для двигателя 6L525 II PS  $O_{ном} = 0.05$  мм, а  $O_{пр} = 0.4$  мм (Технические условия..., 1983). Из табл. 3 видно, что ни при каких сочетаниях параметров  $\delta_o$  и  $e_o$  даже завышенная величина температурной овальности не достигает предельно допустимого значения.

Чтобы наглядно представить форму внутренней поверхности оболочки на уровне скользяще-зашемленного сечения, рассчитаны радиальные перемещения различных точек этой поверхности при различном сочетании параметров  $\delta_o$  и  $e_o$ . Для частного случая  $\delta_o = 0.5$ , при котором возможно максимальное смещение  $e_o = 0.5$ , результаты этого расчета приведены в таблице 4 и показаны на рис 8а.

Таблица 4. Радиальные перемещения точек зеркала цилиндра ( $\hat{w}$ ), вызванные температурным полем (мм)

$\varphi$	0	$\pi/4$	$\pi/2$	$3\pi/4$	$\pi$
$e_o$					
0.125	0.2974	0.3064	0.3152	0.3061	0.2973
0.25	0.2719	0.3076	0.3419	0.3058	0.2717
0.375	0.2317	0.3091	0.3844	0.3052	0.2316
0.5	0.1782	0.3088	0.4409	0.3060	0.1782

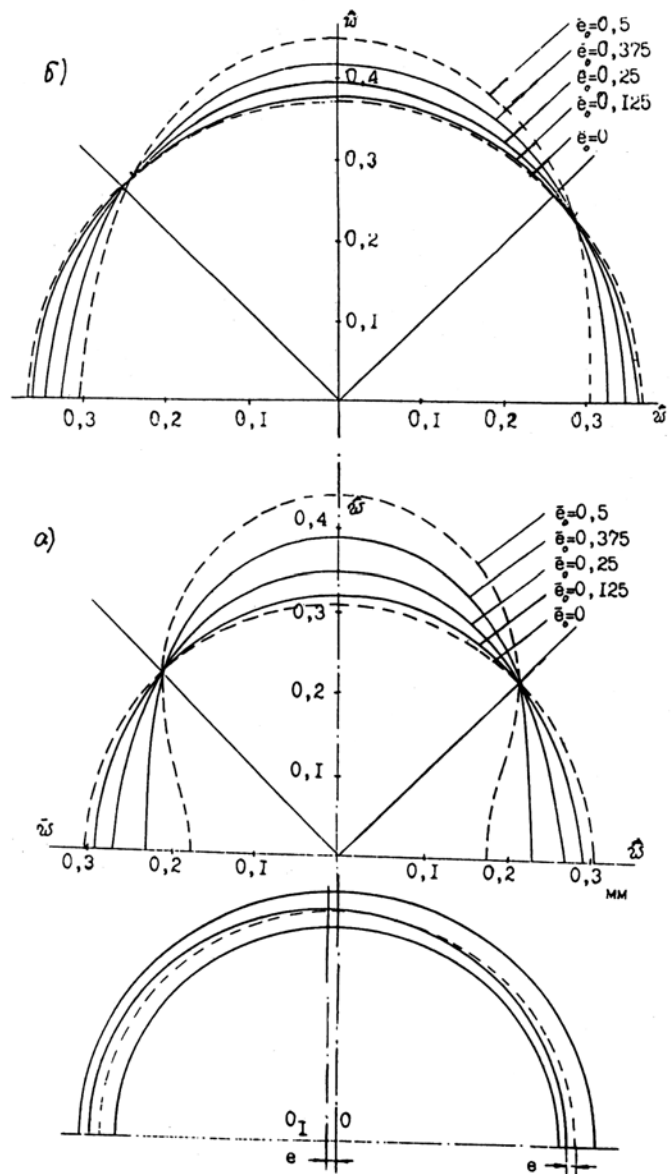


Рис. 8. Радиальное перемещение внутреннего контура поперечного сечения оболочки от температурного поля (а) и от совместного действия температуры и внутреннего давления (б)

На рис. 8а видно, что два взаимно перпендикулярных диаметра, расположенных под углом  $45^\circ$  к плоскости материальной симметрии втулки, при любой величине эксцентриситета  $e$  имеют такие же температурные приращения, как и приращения диаметров симметричной втулки ( $e_o = 0$ ).

Овальность втулки вследствие износа появляется в плоскости качания шатуна. Если плоскость материальной симметрии БЦВ с переменной толщиной слоев совпадает с плоскостью качания шатуна, то дополнительная температурная овальность  $O_x$  в разогретом состоянии втулки будет компенсировать овальность от износа и предельную допустимую овальность такой втулки можно увеличить до  $O_{пр.изн} = O_{пр} + O_x$ , что приведет к увеличению срока службы втулки по этому браковочному критерию.

Следовательно, если после черновой обточки биметаллической отливки выявлено смещение граничной поверхности слоев, то окончательную обработку этой втулки (изготовление карманов под клапана, продувочных окон, перемычек для организации потока охлаждающей жидкости и т.п.) желательно провести так, чтобы плоскость материальной симметрии втулки являлась бы и плоскостью качания шатуна.

Рассмотрим совместное действие на оболочку температурного поля и внутреннего давления. Результаты расчетов смещения свободного сечения оболочки и овальности поперечного сечения приведены в таблицах 5 и 6.

Таблица 5. Смещение свободного сечения оболочки ( $\Delta$ ), вызванное температурным полем и внутренним давлением (мм)

$\delta_o$	0.125	0.25	0.375	0.5	0.625	0.75	0.875
$e_o$							
0.125	0.0827	0.0807	0.0778	0.0738	0.0681	0.0599	0.0475
0.25		0.1613	0.1548	0.1460	0.1336	0.1152	
0.375			0.2303	0.2151	0.1933		
0.5				0.2794			

Таблица 6. Овальность защемленного сечения оболочки ( $O_x$ ), вызванная температурным полем и давлением (мм)

$\delta_o$	0.125	0.25	0.375	0.5	0.625	0.75	0.875
$e_o$							
0.125	-0.0212	-0.0196	-0.0162	-0.0110	-0.0043	0.0045	0.0182
0.25		-0.0751	-0.0620	-0.0426	-0.0154	0.0226	
0.375			-0.1309	-0.0890	-0.0267		
0.5				-0.1415			

Сравнивая данные табл. 5 с аналогичными данными табл. 2, можно видеть, что давление очень незначительно увеличивает изгиб оболочки: величина смещения свободного конца оболочки относительно защемленного её конца увеличилась не более чем на 4.5 %.

Что касается овальности, то из сравнения данных таблиц 6 и 3 можно сделать вывод, что давление создает овальность противоположного направления по сравнению с овальностью от температурного поля, и этот эффект тем больше, чем больше средняя толщина чугунного слоя ( $\delta_o > 0.5$ ). В результате суммарная овальность поперечного сечения оболочки от совместного действия температуры и давления уменьшается (с точки зрения работы двигателя важно, что она не увеличивается).

Форма зеркала цилиндра при совместном действии температуры и давления для случая  $\delta_o = 0.5$  показана на рис. 8б. Как и в случае только температурных деформаций (рис. 8а), здесь тоже обнаруживаются узловые точки, но они несколько смещены относительно лучей  $\varphi = \pi/4$  и  $\varphi = 3\pi/4$ . При совместном действии температуры и давления радиальные перемещения зеркала цилиндра, естественно, больше, чем от действия только температуры.

### 3.10. Влияние неравномерности толщин слоёв в окружном направлении на напряженное состояние оболочки

Сначала рассмотрим напряженное состояние в защемленном сечении оболочки от действия только температурного поля в предположении, что оболочка своим свободным концом не касается блока (т.е. без влияния поперечного изгиба).

Проанализировав большой массив результатов расчета температурных напряжений в характерных точках защемленного сечения при различных сочетаниях параметров неравномерности толщины слоев, можно отметить несколько закономерностей.

Во-первых, при любом сочетании параметров  $\delta_o$  и  $e_o$  напряжения в точках, определяемых углом  $\varphi = \pi/2$ , практически не отличаются от напряжений в этих же точках осесимметричных оболочек с теми же значениями  $\delta_o$ . И это понятно, потому что толщина слоев в этом месте практически не изменяется при изменении относительного эксцентриситета  $e_o$ .

Таблица 7. Эквивалентные напряжения в точках заземленного сечения от совместного действия температурного поля и поперечного изгиба (МПа)

$\varphi$	0	$\pi/4$	$\pi/2$	$3\pi/4$	$\pi$	$e_o = 0$
$\sigma_{\text{экв}}$						$e_o = 0$
$e_o = 0.375$						$\delta_{o \text{ сим}} = 0.875$
$\sigma_{\text{в}}$	5.792	6.016	8.007	7.100	5.948	8.817
$\sigma_{\text{ч}}$	4.295	2.270	11.906	34.719	<b>42.693 **</b>	29.735 **
$\sigma_{\text{ст}}$	<b>88.848 *</b>	76.988	38.368	22.155	36.474	10.391
$\sigma_{\text{н}}$	59.362	64.977	64.382	53.567	51.434	32.942
$e_o = 0.5$						$\delta_{o \text{ сим}} = 0.125$
$\sigma_{\text{в}}$	6.675	5.621	9.081	7.253	5.027	3.782
$\sigma_{\text{ч}}$	6.675	3.435	13.345	43.938	<b>52.949</b>	1.538
$\sigma_{\text{ст}}$	<b>101.954</b>	88.877	40.073	36.219	57.772	78.160 *
$\sigma_{\text{н}}$	58.962	69.940	73.061	57.527	57.772	79.279

Здесь  $\sigma_{\text{в}}$  – на внутренней поверхности оболочки,  $\sigma_{\text{ч}}$  – в чугунном слое на границе со сталью,  $\sigma_{\text{ст}}$  – в стальном слое на границе с чугуном,  $\sigma_{\text{н}}$  – на наружной поверхности оболочки; прочие обозначения см. в тексте.

Во-вторых, при любом фиксированном  $\delta_o$  с увеличением  $e_o$  эквивалентные температурные напряжения начинают возрастать в тех точках любого слоя, где происходит увеличение толщины этого слоя. Например, на радиусе  $\varphi = 0$  с увеличением  $e_o$  увеличивается толщина стального слоя и уменьшается у чугунного, и следом за этим увеличиваются эквивалентные напряжения на обеих поверхностях стального слоя и уменьшаются в чугунном слое. На радиусе  $\varphi = \pi$  наблюдается аналогичная зависимость: в стальном слое, толщина которого уменьшается, напряжения уменьшаются, а в чугунном, толщина которого возрастает, – увеличиваются. Отсюда можно сделать очень важный вывод о том, что с точки зрения температурных напряжений для БЦВ с переменной толщиной слоёв, опасными будут являться точки, лежащие в плоскости материальной симметрии втулки, так как именно в этой плоскости будут иметь место наибольшие толщины как чугунного, так и стального слоя.

В-третьих, эквивалентные температурные напряжения в опасных точках несимметричной биметаллической оболочки примерно равны напряжениям в сходственных точках двух симметричных оболочек, у которых соотношение толщин слоев точно такое же, как у несимметричной оболочки на радиусах  $\varphi = 0$  и  $\varphi = \pi$ . Отсюда следует опять важный вывод: если осесимметричная БЦВ удовлетворяет условию прочности по температурным напряжениям при любом соотношении толщин слоев, то и БЦВ с любой неравномерностью толщины слоев будет удовлетворять этому условию прочности; если же симметричная БЦВ удовлетворяет условию прочности по температурным напряжениям при каком-то конкретном соотношении толщин слоев  $\delta_{o \text{ сим}}$ , то и БЦВ с переменной толщиной слоев будет удовлетворять этому условию прочности, если у неё  $\delta_o + e_o = \delta_{o \text{ сим}}$ .

До сих пор мы предполагали, что несимметричная оболочка не соприкасается с блоком в нижней своей части, и реакция блока  $P$  отсутствует. Как уже отмечалось, появление этой реакции скажется на напряженном состоянии в точках свободно-заземленного сечения. В этих точках появятся дополнительные осевые напряжения, определяемые по формуле (3.12), величина которых будет максимальной при  $z_o = 0$ . На рис. 7в показана эпюра этих напряжений для нашего примера, рассчитанная при  $\delta_o = 0.5$  и  $e_o = 0.375$ . Как видим, уровень этих напряжений не очень большой. В действительности эти напряжения будут еще меньше по причинам, изложенным выше, и сами по себе не будут определять прочность оболочки. Однако эти напряжения алгебраически суммируются с осевыми температурными напряжениями, а поскольку последние на внутренней и наружной поверхностях каждого слоя практически всегда имеют разные знаки, то эффект от такого суммирования для разных точек слоя будет разным.

На рис. 7б для иллюстрации картины распределения осевых температурных напряжений в характерных точках плоскости материальной симметрии оболочки цифрами показаны: слева от оси  $y$  – напряжения в точках чугунного слоя, справа – в точках стального слоя, полученные нами в рассматриваемом примере. Заметим, что, если построить эпюру распределения этих напряжений по толщине оболочки вдоль радиуса  $\varphi = 0$ , то она будет похожа на эпюру распределения осевых температурных напряжений  $\sigma_1$  (рис. 3, четвертая эпюра сверху), построенную нами для осесимметричной оболочки с другими размерами, но с соотношением толщин слоев, близким к соотношению толщин слоев на радиусе  $\varphi = 0$  нашей несимметричной оболочки. То же самое можно сказать и о распределении напряжений по радиусу  $\varphi = \pi$ , если сравнить их со второй сверху эпюрой на рис. 3.

В табл. 7 приведены эквивалентные напряжения в точках плоскости материальной симметрии оболочки, рассчитанные после суммирования осевых напряжений от поперечного изгиба с температурными осевыми напряжениями для принятой нами неравномерности толщин слоев  $\delta_o = 0.5$  и  $e_o = 0.375$ . Здесь же показаны эквивалентные напряжения и для предельной неравномерности толщины

слоев  $e_o = 0.5$ , а также (в последнем столбце) эквивалентные напряжения для двух симметричных биметаллических оболочек с соотношениями толщин слоев  $\delta_{o\text{ сим}} = 0.5 + 0.375 = 0.875$  (толщины слоев у этой оболочки такие же, как и толщины слоев на радиусе  $\varphi = \pi$  у нашей несимметричной оболочки) и  $\delta_{o\text{ сим}} = 0.5 - 0.375 = 0.125$  (толщины слоев у этой оболочки такие же, как и толщины слоев на радиусе  $\varphi = 0$  у нашей несимметричной оболочки). Ясно, что у симметричных оболочек отсутствуют поперечный изгиб и связанные с ним дополнительные осевые напряжения.

Из таблицы видно, что наиболее опасной точкой в чугунном слое является точка, лежащая на радиусе  $\varphi = \pi$  на границе со стальным слоем (при  $e_o = 0.375$   $\sigma_{\varphi\text{ зч}} = 42.693$  МПа выделено жирным). Для предельного случая несимметричности ( $e_o = 0.5$ ) эта точка выходит на наружную поверхность оболочки, и эквивалентное напряжение в ней становится равным  $\sigma_{\varphi\text{ зч}} = 52.949$  МПа. Объяснение этого можно найти на рис. 7б и 7в (для  $e_o = 0.375$ ), из которого видно, что значительные положительные осевые температурные напряжения (26.6 МПа) складываются с большими дополнительными осевыми напряжениями от поперечного изгиба (17.5 МПа), что и приводит к большому эквивалентным напряжениям в этой точке.

Наиболее опасной точкой стального слоя является точка на радиусе  $\varphi = 0$  на границе с чугунным слоем (при  $e_o = 0.375$   $\sigma_{\varphi\text{ зс}} = 88.848$  МПа, а при  $e_o = 0.5$   $\sigma_{\varphi\text{ зс}} = 101.954$  МПа). Объяснение этого опять находим на рис. 7б и 7в: большие отрицательные осевые температурные напряжения в этой точке ( $-77.4$  МПа) складываются с отрицательными осевыми напряжениями от поперечного изгиба ( $-22.8$  МПа), в результате чего величина приведенного напряжения становится большой ( $\sigma_{\varphi\text{ зс}} = 88.848$  МПа).

Чтобы сравнить прочность несимметричной оболочки при наличии поперечного изгиба с прочностью двух сходных по толщине симметричных оболочек, надо сравнить эквивалентные напряжения, отмеченные в таблице звездочками (\*) и (\*\*). Для опасной точки стального слоя перенапряжение составило 13.7 %, а для опасной точки чугунного слоя – 43.6 %. Это перенапряжение вызвано только влиянием поперечного изгиба, так как выше было установлено, что при наличии только температурных напряжений сравниваемые оболочки практически равнопрочны.

В действительности, как это уже отмечалось выше, напряжения от поперечного изгиба будут меньше, так как средний уровень температур в реальной втулке будет меньше, чем на уровне камеры сгорания. По данным натурных испытаний для рассматриваемого прототипа средняя температура в районе защемленного сечения составляла  $(145+100)/2 = 122.5^\circ\text{C}$ , на расстоянии 200 мм ( $0.17l$ ) – уже  $(91+77)/2 = 84^\circ\text{C}$ , а в нижней части втулки всего  $(80+76)/2 = 78^\circ\text{C}$ . Если учесть, что деформации определялись нами при температурах, измеренных от уровня температуры окружающей среды ( $25^\circ\text{C}$ ), то мы получаем такой ряд чисел для относительных температур в указанных сечениях:  $97.5 - 59 - 53$ . Средняя по длине относительная температура оказывается равной  $\sim 60^\circ\text{C}$ , что составляет  $\sim 0.6$  от среднего уровня температур в защемленном сечении. Поэтому величина фактического прогиба оболочки  $\Delta$ , на наш взгляд, будет составлять лишь 0.6 от ранее рассчитанного значения. Это приведет к тому, что осевые напряжения от поперечного изгиба тоже уменьшатся в такой же пропорции, и перенапряжения в опасных точках поперечного сечения заметно снизятся.

Рассмотрим теперь влияние внутреннего давления на напряженное состояние в оболочке. Под действием этого давления во всех точках всех поперечных сечений появятся дополнительные растягивающие окружные нормальные напряжения  $\sigma_{\varphi\text{ доп}}$ . Для осесимметричной оболочки установлено, что величина дополнительных окружных напряжений во всех точках возрастает по мере увеличения толщины чугунного слоя. Эта же закономерность проявляется и для оболочки с переменной толщиной слоев: окружные напряжения от давления газов будут больше в тех точках поперечного сечения, где местная относительная толщина чугунного слоя ( $\delta_{o\text{ мест}}$ ) больше. Для иллюстрации этой закономерности в табл. 8 для частного случая  $\delta_o = 0.5$  приведены дополнительные окружные напряжения в точках поперечного сечения на радиусах  $\varphi = 0$  и  $\varphi = \pi$  при двух значениях относительного эксцентриситета  $e_o = 0.125$  и  $e_o = 0.375$ . Здесь же приведены фактические местные значения относительной толщины чугунного слоя в том месте, где взяты точки.

Заметим, что с увеличением  $e_o$  относительная местная толщина чугунного слоя на радиусе  $\varphi = 0$  уменьшается, а на радиусе  $\varphi = \pi$  – увеличивается. Следом за этим напряжения во всех характерных точках на радиусе  $\varphi = 0$  уменьшаются, а на радиусе  $\varphi = \pi$  – увеличиваются, поэтому, оценивая влияние давления на напряженное состояние оболочки, следует рассмотреть напряжения именно на радиусе  $\varphi = \pi$ .

Таблица 8. Дополнительные окружные напряжения в точках поперечного сечения, вызванные внутренним давлением (МПа)

$e_o$	$\varphi = 0$					$\varphi = \pi$				
	$\delta_{o\text{ мест}}$	$\sigma_{\varphi\text{ в}}$	$\sigma_{\varphi\text{ зч}}$	$\sigma_{\varphi\text{ зс}}$	$\sigma_{\varphi\text{ н}}$	$\delta_{o\text{ мест}}$	$\sigma_{\varphi\text{ в}}$	$\sigma_{\varphi\text{ зч}}$	$\sigma_{\varphi\text{ зс}}$	$\sigma_{\varphi\text{ н}}$
0.125	0.375	23.9	24.0	44.0	44.5	0.625	27.3	27.9	51.2	51.9
0.375	0.125	18.8	19.4	35.5	42.8	0.875	28.3	36.1	66.5	68.3

Толщина стального слоя в этом месте с увеличением  $e_0$  уменьшается, поэтому уменьшаются (и намного) температурные напряжения в точках этого слоя. Хотя дополнительные окружные напряжения от действия давления газов и приводят к росту эквивалентных напряжений в этих точках, но величина этих напряжений оказывается не больше, чем эквивалентные напряжения в точках стального слоя на противоположной стороне сечения ( $\varphi = 0$ ). Таким образом, сама по себе неравномерность толщины слоев не приводит к появлению опасных точек в стальном слое при совместном действии температурного поля и давления.

На внутренней поверхности чугунного слоя при  $\varphi = \pi$  положительные окружные напряжения от давления газов накладываются на отрицательные температурные окружные напряжения, и суммарное окружное напряжение оказывается близким к нулю при любом сочетании параметров неравномерности толщины слоев. В результате получаем напряженное состояние, когда одно из главных напряжений равно нулю ( $\sigma_z$  на зеркале цилиндра), второе – близко к нулю, а третье – отрицательно. С точки зрения теории прочности Писаренко-Лебедева, эквивалентное напряжение в такой ситуации для хрупкого материала практически не будет отличаться от эквивалентного напряжения для случая, когда одно главное напряжение равно нулю, а два других – отрицательны и близки друг к другу (именно такое напряженное состояние было в этой точке при действии только температурного поля). Поэтому дополнительное давление на оболочку не сказывается практически на прочности чугунного слоя в этой точке.

Наконец, в точке чугунного слоя на границе со сталью при  $\varphi = \pi$  положительные окружные напряжения от давления газов суммируются с положительными температурными окружными напряжениями. Суммарные окружные напряжения становятся преобладающими над всеми другими напряжениями в этой точке, и, в соответствии с теорией Писаренко-Лебедева для хрупких материалов, именно они будут определять уровень эквивалентных напряжений, которые оказываются значительно выше, чем при отсутствии давления. Однако, как и в случае с чисто температурными напряжениями, эти эквивалентные напряжения оказываются примерно равными эквивалентным напряжениям в этой точке чугунного слоя у осесимметричной оболочки, у которой толщина чугунного слоя равна местной толщине чугунного слоя в рассматриваемой точке несимметричной оболочки.

Итак, точно так же, как и при действии только температурного поля, при совместном действии температуры и давления прочность в различных точках защемленного сечения оболочки с переменной толщиной слоев оказывается не ниже, чем прочность в аналогичных точках осесимметричной оболочки, у которой соотношение толщин слоев такое же, как и местное соотношение толщин слоев в оболочке с переменными толщинами в том месте, где взяты расчетные точки.

Осталось выявить влияние опирания нижнего сечения оболочки на напряженное состояние в защемленном сечении при совместном действии температуры и давления. Анализ проводился при тех же допущениях, что и в случае чисто температурной деформации оболочки.

Как отмечено выше, величина искривления оси оболочки при дополнительном действии давления практически не меняется, поэтому дополнительные осевые напряжения от действия боковой реакции будут теми же самыми, что и при чисто температурном воздействии на оболочку. С другой стороны, осевые напряжения от совместного действия температуры и давления остаются равными чисто температурным осевым напряжениям, потому суммарные осевые напряжения в точках защемленного сечения при наличии боковой реакции в том и другом случаях, т.е. при наличии давления и при его отсутствии, будут практически одинаковыми. Окружные же напряжения во всех точках поперечного сечения увеличились (алгебраически) из-за действия давления. В результате произойдет перераспределение эквивалентных напряжений в точках защемленного сечения.

При рассмотрении чисто температурных деформаций нами были выявлены две опасные точки, которые появились в защемленном сечении оболочки в случае опирания её нижнего конца: одна точка – в чугунном слое на границе со сталью при  $\varphi = \pi$ , а другая – в стальном слое на границе с чугуном при  $\varphi = 0$ . Сравнивая сейчас эти точки с другими точками поперечного сечения, можно обнаружить, что они ничем особо не отличаются от других точек. Хотя уровень эквивалентных напряжений в первой отмеченной точке остается выше, чем в других точках чугунного слоя, но они не выше эквивалентных напряжений в тех же точках осесимметричной оболочки с тем же соотношением толщин слоев, что и в рассматриваемой точке. Это произошло потому, что дополнительные положительные окружные напряжения от давления газов после суммирования с положительными температурными окружными напряжениями в этой точке создали большое суммарное окружное напряжение, которое стало первым главным напряжением, а в соответствии с теориями прочности для хрупких материалов именно оно в основном определяет прочность материала. Поэтому небольшое увеличение осевых напряжений за счет осевых напряжений от поперечного изгиба практически не сказалось на прочности в этой точке (не увеличило эквивалентное напряжение) по сравнению с эквивалентной (по соотношению толщин слоев) осесимметричной оболочкой, у которой дополнительные напряжения от поперечного изгиба отсутствуют по определению.

Что касается второй точки (при  $\varphi = 0$  в стальном слое на границе с чугуном), то здесь наблюдается иная картина: эквивалентные напряжения в этой точке остаются выше, чем эквивалентные напряжения в этом месте у эквивалентной осесимметричной оболочки, но они не превышают сейчас наибольших эквивалентных напряжений в наружных точках эквивалентной осесимметричной оболочки. Таким образом, эта точка перестала быть опасной, а прочность стального слоя у оболочки с переменной толщиной слоев при совместном действии температуры и давления даже при наличии поперечного изгиба оказалась не ниже, чем у эквивалентной осесимметричной оболочки.

### 3.11. Выводы

1) Предложенные расчетная схема и метод позволяют с достаточной степенью достоверности проводить исследования влияния неравномерности толщины слоев в окружном направлении на НДС БЦВ как при чисто температурном нагружении БЦВ, так и при совместном действии температурного поля и внутреннего давления.

2) Овальность зеркала цилиндра, которая появляется у БЦВ с переменной толщиной слоев при нагреве, не превышает предельно допустимую овальность чугунной втулки, установленную заводом-изготовителем, ни при каких значениях неравномерности толщины слоев. При правильной чистовой обработке БЦВ можно использовать температурную овальность для продления срока службы втулки по износу.

3) Если нижнее сечение втулки с переменной толщиной слоев не опирается на блок, то при температурном нагружении и при совместном действии температуры и внутреннего давления прочность такой втулки будет не ниже прочности осесимметричных втулок, у которых соотношение толщин слоев такое же, как и у данной втулки в плоскости материальной симметрии.

4) Если нижнее сечение втулки с переменной толщиной слоев опирается на блок, то в скользяще-зашемленном сечении при нагружении втулки температурным полем появляются две внутренние опасные точки (по сравнению с аналогичными точками эквивалентных по толщине симметричных втулок), однако эти точки не определяют прочность всей втулки, поскольку при совместном действии на эту втулку температуры и давления эквивалентные напряжения в этих точках (хотя и увеличиваются) опять становятся меньше, чем у осесимметричных втулок, у которых соотношение толщин слоев такое же, как и у данной втулки в плоскости материальной симметрии. Эти внутренние точки не определяют прочность всей втулки еще и потому, что у реальной втулки имеются точки на наружной поверхности цилиндрической оболочки, где эта оболочка сопрягается с опорным буртом втулки, и в этих точках всегда будет иметь место концентрация напряжений.

### 4. Выводы

1) Прочность БЦВ с переменной толщиной слоев в окружном направлении не ниже, чем прочность симметричной БЦВ, а последняя – выше прочности аналогичной чугунной втулки.

2) Дополнительная температурная деформация БЦВ с переменной толщиной слоев в окружном направлении не представляет опасности для работоспособности втулки.

### Литература

- Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б.** Расчеты на прочность деталей машин. Справочник. М., Машиностроение, 702 с., 1979.
- Технические условия на ремонт. Двигатели 6L525 II PS (6<sub>s</sub> TR 52,5/72) и 6L525 II PV (6<sub>s</sub> TV 52,5/72). 452-143.013 УР. *Гипрорыбфлот, Мурманское отделение*, 178 с., 1983.
- Годунов С.К.** О численном решении краевых задач для систем линейных дифференциальных уравнений. М., *"Успехи математических наук"*, т. XVI, вып. 3, с.171-174, 1961.
- Григолюк Э.И.** О прочности и устойчивости цилиндрических биметаллических оболочек. *Инженерный сборник. М., АН СССР*, т. XVI, с.119-148, 1953.
- Григоренко Я.М., Василенко А.Т., Судаццева Г.К.** Численное решение краевых задач статики оболочек вращения на ЭВМ типа М-220. К., *"Наукова думка"*, 151 с., 1971.
- Григоренко Я.М., Китайгородский А.Б., Судаццева Г.К.** Расчет ортотропных оболочек вращения с переменными параметрами на ЕС ЭВМ. К., *"Наукова думка"*, 101 с., 1980.
- Немыченков А.В., Пимошенко А.П., Полипанов И.С.** Исследование напряженно-деформированного состояния биметаллических цилиндрических втулок дизелей. *Ленинградский филиал института машиноведения им. А.А. Благонравова АН СССР*, Препринт 21, 48 с., 1989.
- Немыченков А.В., Пимошенко А.П., Полипанов И.С.** Влияние разностенности слоев на деформированное состояние биметаллической цилиндрической втулки. *Ленинградский филиал института машиноведения им. А.А. Благонравова АН СССР*, Препринт 53, 54 с., 1990.
- Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К., Макушин В.М., Малинин Н.Н., Федосеев В.И.** Расчеты на прочность в машиностроении. М., *Машигиз*, т.2, 977 с., 1958.