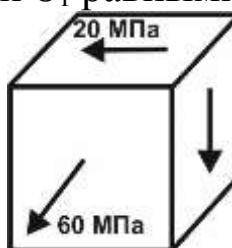


**Список заданий для формирования экзаменационных билетов вступительного  
испытания в магистратуру**

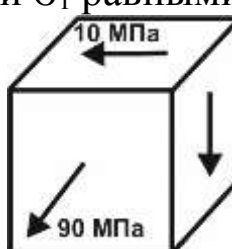
№ задания в билете	Вариант	Формулировка задания	Кол-во баллов
6	6.1	<p>Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести <math>\sigma_T</math> равными 240 МПа.</p> 	6
	6.2	<p>Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести <math>\sigma_T</math> равными 200 МПа.</p> 	
	6.3	<p>Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести <math>\sigma_T</math> равными 260 МПа.</p> 	
	6.4	<p>Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений,</p>	

вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести  $\sigma_T$  равными 160 МПа.



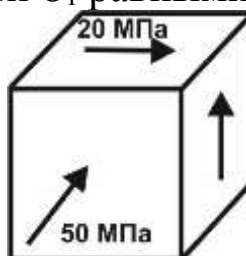
6.5

Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести  $\sigma_T$  равными 300 МПа.



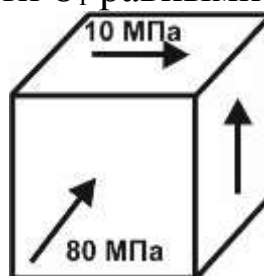
6.6

Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести  $\sigma_T$  равными 190 МПа.



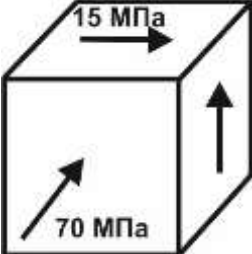
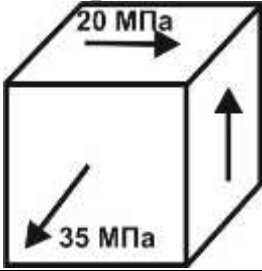
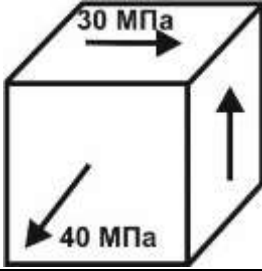
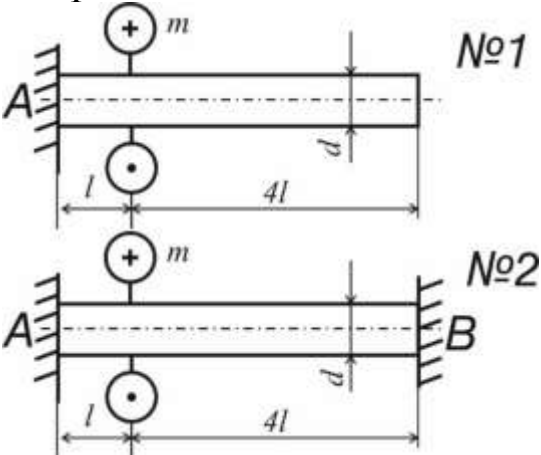
6.7

Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести  $\sigma_T$  равными 210 МПа.



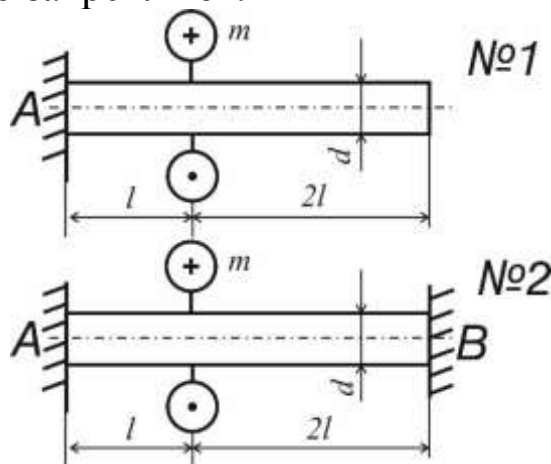
6.8

Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести  $\sigma_T$  равными 230 МПа.

			
6.9	<p>Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести <math>\sigma_T</math> равными 120 МПа.</p>		
6.10	<p>Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести <math>\sigma_T</math> равными 180 МПа.</p>		
7	7.1	<p>Вал, длиной <math>5l</math>, жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом <math>m</math>. При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 100 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.</p> 	7

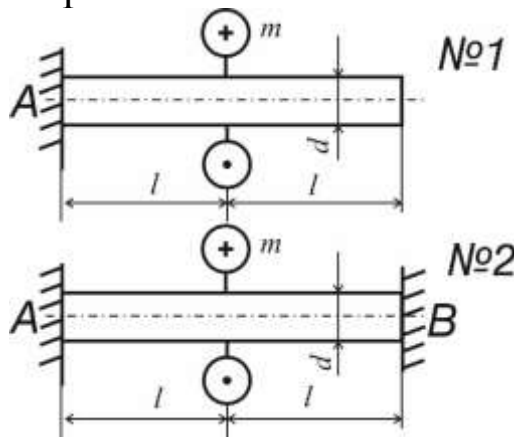
7.2

Вал, длиной  $3l$ , жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом  $m$ . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 130 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.



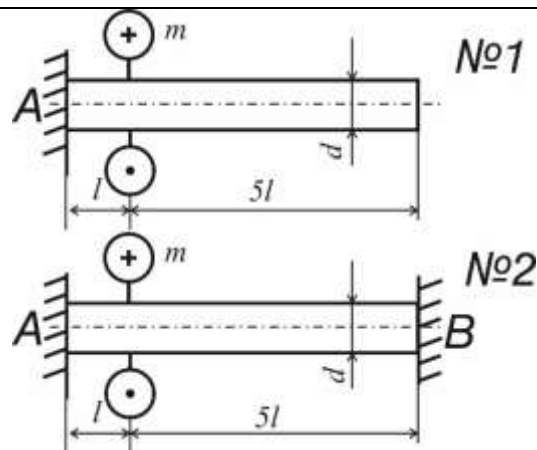
7.3

Вал, длиной  $2l$ , жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом  $m$ . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 120 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.

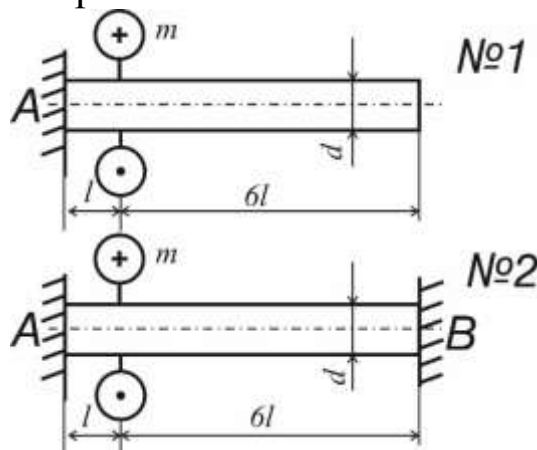


7.4

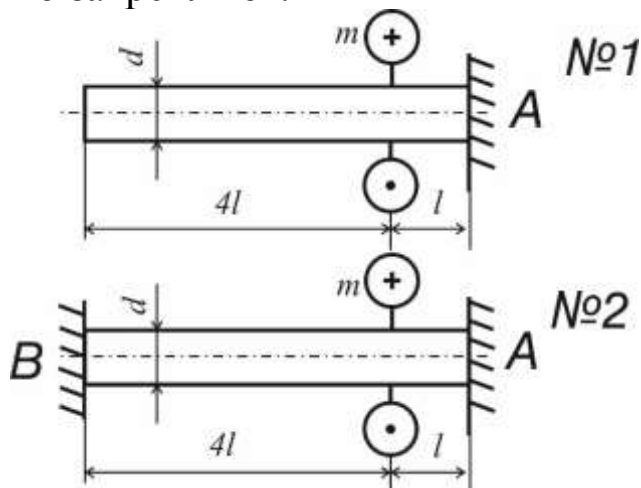
Вал, длиной  $6l$ , жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом  $m$ . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 90 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.



7.5 Вал, длиной  $7l$ , жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом  $m$ . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 80 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.

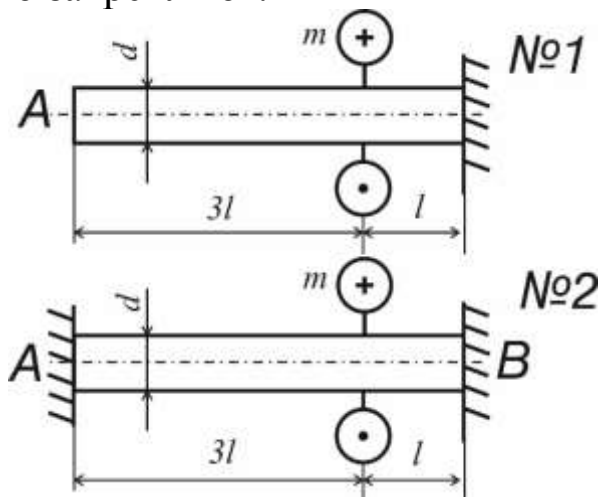


7.6 Вал, длиной  $5l$ , жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом  $m$ . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 140 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.



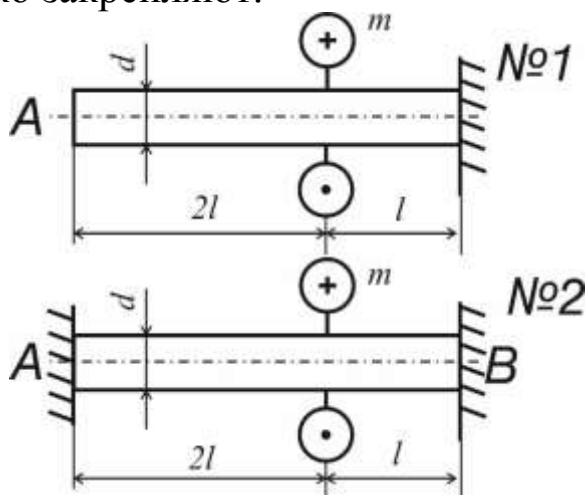
7.7

Вал, длиной  $4l$ , жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом  $m$ . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 160 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.



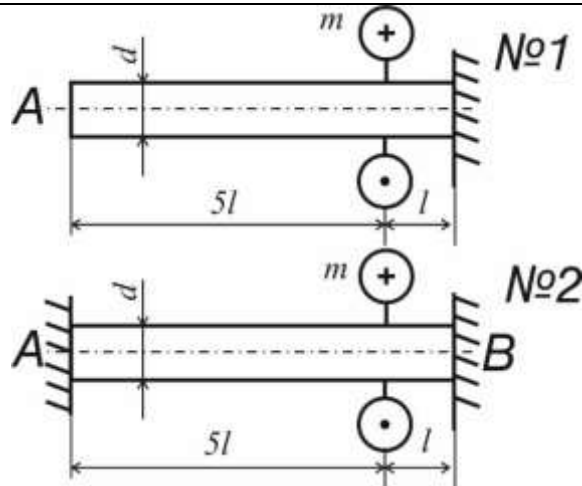
7.8

Вал, длиной  $3l$ , жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом  $m$ . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 150 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.



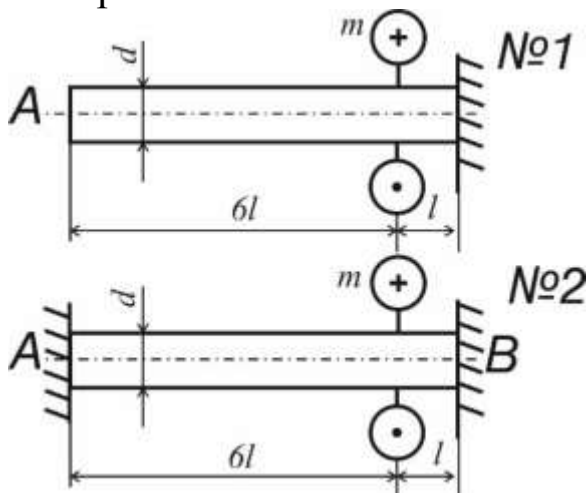
7.9

Вал, длиной  $6l$ , жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом  $m$ . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 180 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.



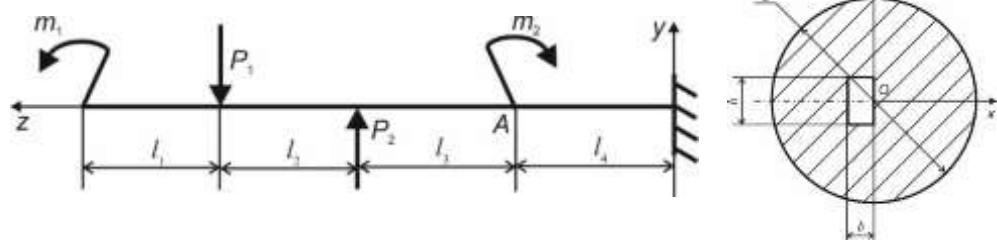
7.10

Вал, длиной  $7l$ , жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом  $m$ . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют  $70$  МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.



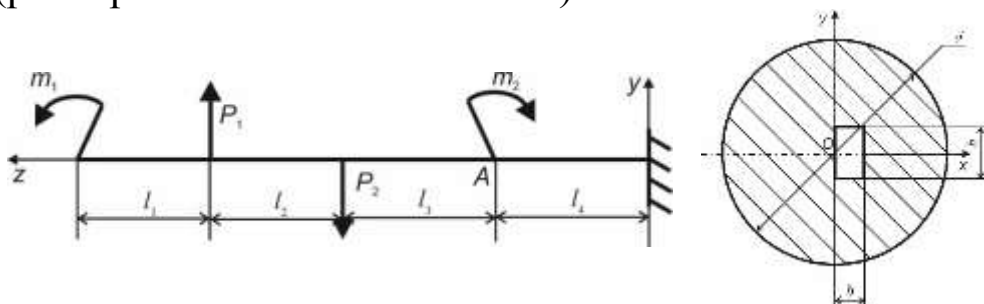
8.1

Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами  $P_1=20$  кН,  $P_2=30$  кН и изгибающими моментами  $m_1=15$  кН·м,  $m_2=28$  кН·м. Длины участков  $l_1=2$  м,  $l_2=2$  м,  $l_3=3$  м,  $l_4=3$  м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (диаметра  $d=200$  мм) с прямоугольным вырезом (размером  $b=20$  мм на  $h=50$  мм).



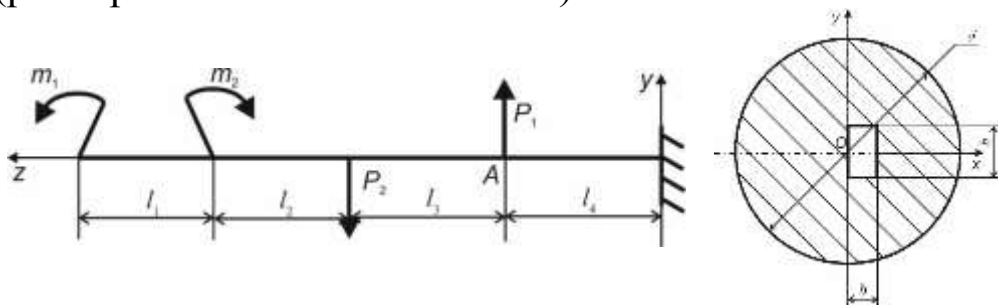
8.2

Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами  $P_1=15$  кН,  $P_2=25$  кН и изгибающими моментами  $m_1=16$  кН·м,  $m_2=24$  кН·м. Длины участков  $l_1=2,5$  м,  $l_2=2$  м,  $l_3=3,5$  м,  $l_4=3$  м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (диаметра  $d=210$  мм) с прямоугольным вырезом (размером  $b=20$  мм на  $h=55$  мм).



8.3

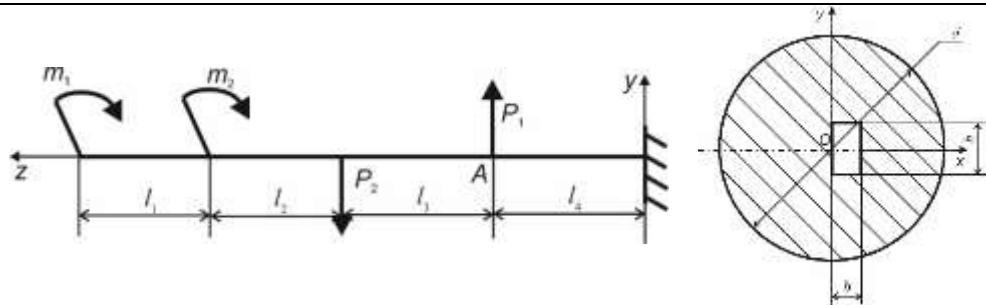
Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами  $P_1=25$  кН,  $P_2=10$  кН и изгибающими моментами  $m_1=22$  кН·м,  $m_2=14$  кН·м. Длины участков  $l_1=2,5$  м,  $l_2=2$  м,  $l_3=3,5$  м,  $l_4=3,5$  м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (диаметра  $d=240$  мм) с прямоугольным вырезом (размером  $b=20$  мм на  $h=60$  мм).



8.4

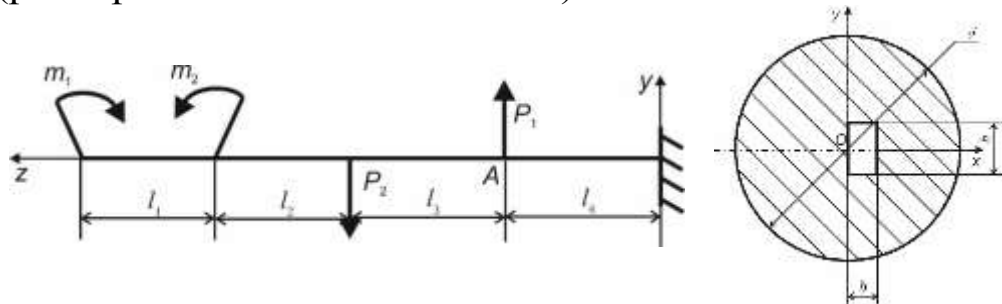
Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами  $P_1=30$  кН,  $P_2=20$  кН и изгибающими моментами  $m_1=18$  кН·м,  $m_2=10$  кН·м. Длины участков  $l_1=2,5$  м,  $l_2=2,5$  м,  $l_3=3$  м,  $l_4=3,5$  м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (диаметра  $d=180$  мм) с прямоугольным вырезом (размером  $b=15$  мм на  $h=60$  мм).





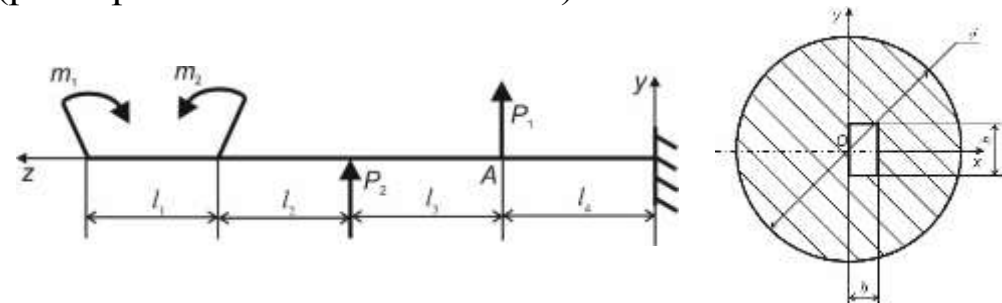
8.5

Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами  $P_1=10$  кН,  $P_2=35$  кН и изгибающими моментами  $m_1=15$  кН·м,  $m_2=22$  кН·м. Длины участков  $l_1=2$  м,  $l_2=1,5$  м,  $l_3=2,5$  м,  $l_4=3$  м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (диаметра  $d=160$  мм) с прямоугольным вырезом (размером  $b=15$  мм на  $h=55$  мм).



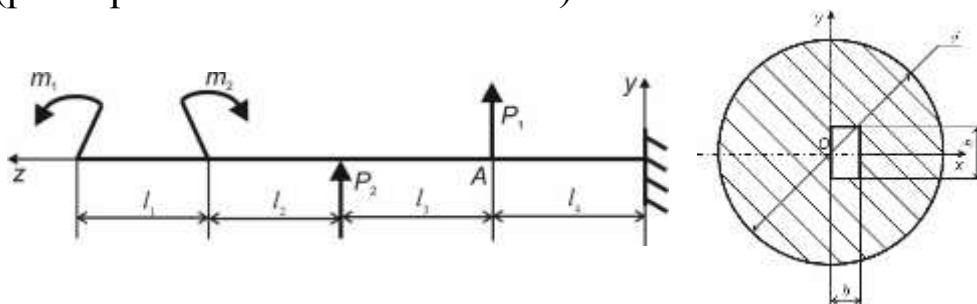
8.6

Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами  $P_1=35$  кН,  $P_2=15$  кН и изгибающими моментами  $m_1=25$  кН·м,  $m_2=12$  кН·м. Длины участков  $l_1=1,5$  м,  $l_2=2$  м,  $l_3=3$  м,  $l_4=2,5$  м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (диаметра  $d=170$  мм) с прямоугольным вырезом (размером  $b=25$  мм на  $h=40$  мм).



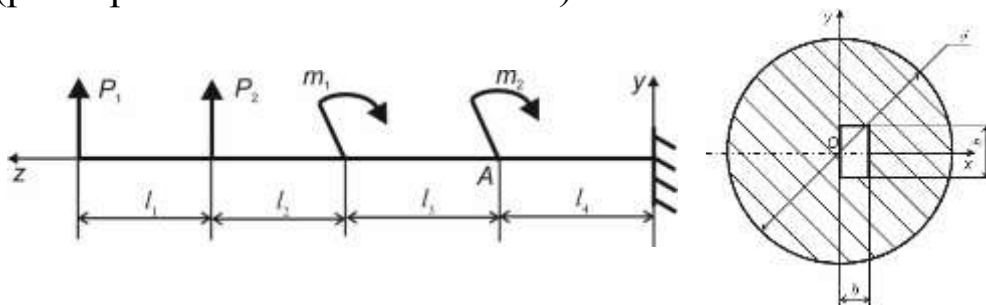
8.7

Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами  $P_1=40$  кН,  $P_2=20$  кН и изгибающими моментами  $m_1=16$  кН·м,  $m_2=32$  кН·м. Длины участков  $l_1=2$  м,  $l_2=1,5$  м,  $l_3=3,5$  м,  $l_4=3$  м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (диаметра  $d=260$  мм) с прямоугольным вырезом (размером  $b=25$  мм на  $h=45$  мм).



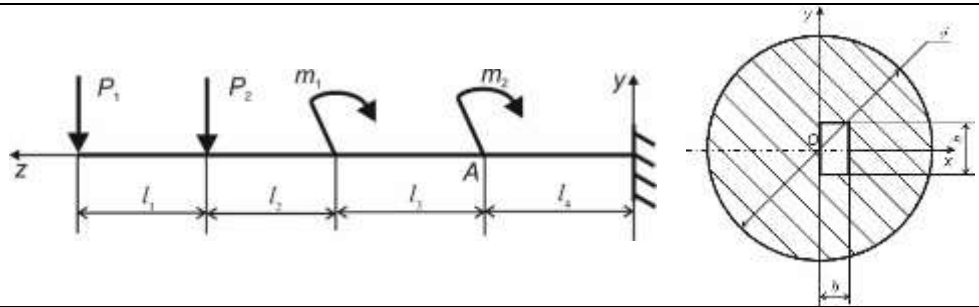
8.8

Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами  $P_1=25$  кН,  $P_2=40$  кН и изгибающими моментами  $m_1=24$  кН·м,  $m_2=12$  кН·м. Длины участков  $l_1=1,5$  м,  $l_2=2$  м,  $l_3=3$  м,  $l_4=3,5$  м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (диаметра  $d=150$  мм) с прямоугольным вырезом (размером  $b=30$  мм на  $h=55$  мм).



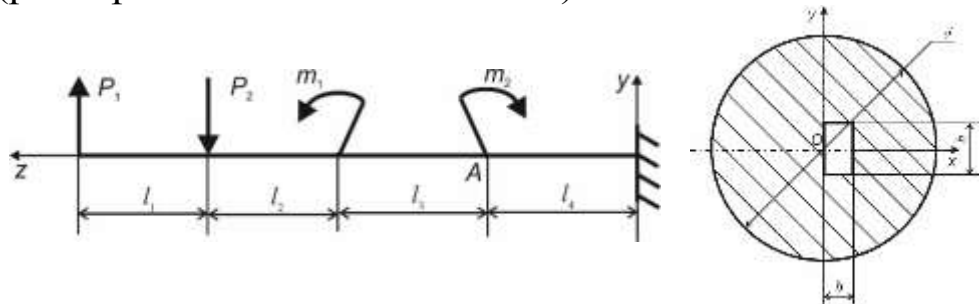
8.9

Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами  $P_1=35$  кН,  $P_2=20$  кН и изгибающими моментами  $m_1=14$  кН·м,  $m_2=26$  кН·м. Длины участков  $l_1=2$  м,  $l_2=2$  м,  $l_3=3$  м,  $l_4=3$  м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (диаметра  $d=250$  мм) с прямоугольным вырезом (размером  $b=25$  мм на  $h=70$  мм).



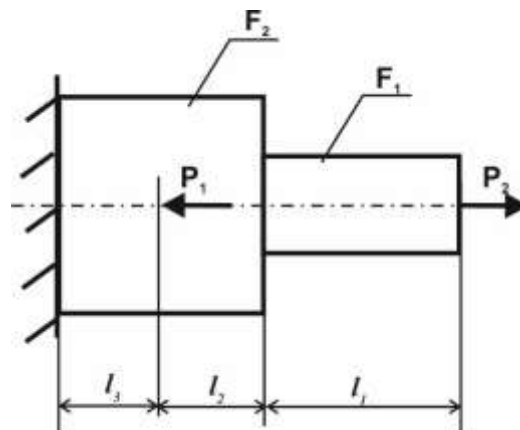
8.10

Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами  $P_1=15$  кН,  $P_2=45$  кН и изгибающими моментами  $m_1=28$  кН·м,  $m_2=22$  кН·м. Длины участков  $l_1=2$  м,  $l_2=3$  м,  $l_3=3$  м,  $l_4=2,5$  м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (диаметра  $d=400$  мм) с прямоугольным вырезом (размером  $b=40$  мм на  $h=65$  мм).



9.1

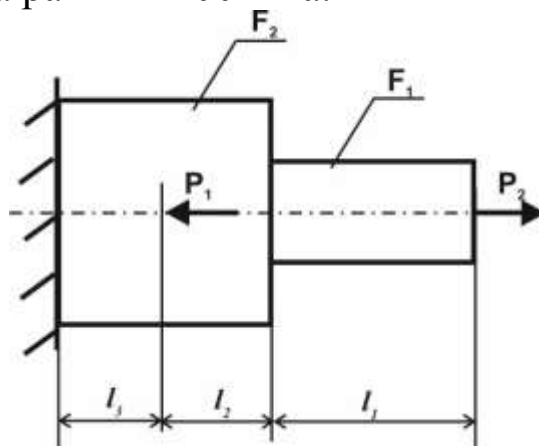
К ступенчатому стержню, жестко заземленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений  $F_1=5\text{ см}^2$  и  $F_2=10\text{ см}^2$  приложены силы  $P_1=60$  кН и  $P_2=25$  кН. Размеры стержня до деформации  $l_1=0,4$  м,  $l_2=0,4$  м,  $l_3=0,5$  м. Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять модуль Юнга равным 200 ГПа.



9.2

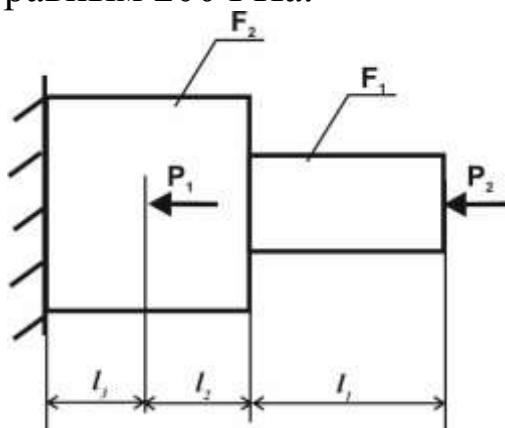
К ступенчатому стержню, жестко заземленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений  $F_1=25\text{ см}^2$  и  $F_2=40\text{ см}^2$  приложены силы  $P_1=50$

кН и  $P_2=15$  кН. Размеры стержня до деформации  $l_1=0,4$  м,  $l_2=0,3$  м,  $l_3=0,5$  м. Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять модуль Юнга равным 200 ГПа.



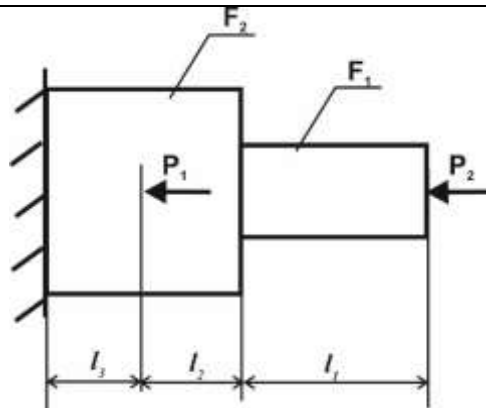
9.3

К ступенчатому стержню, жестко заземленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений  $F_1=15$  см<sup>2</sup> и  $F_2=25$  см<sup>2</sup> приложены силы  $P_1=35$  кН и  $P_2=22$  кН. Размеры стержня до деформации  $l_1=0,4$  м,  $l_2=0,3$  м,  $l_3=0,6$  м. Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять модуль Юнга равным 200 ГПа.



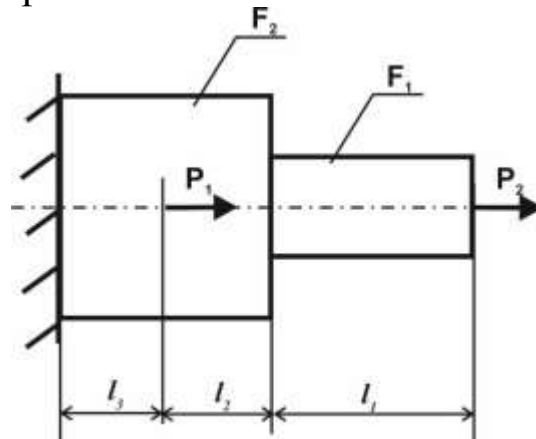
9.4

К ступенчатому стержню, жестко заземленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений  $F_1=10$  см<sup>2</sup> и  $F_2=25$  см<sup>2</sup> приложены силы  $P_1=18$  кН и  $P_2=14$  кН. Размеры стержня до деформации  $l_1=0,2$  м,  $l_2=0,25$  м,  $l_3=0,35$  м. Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять модуль Юнга равным 200 ГПа.



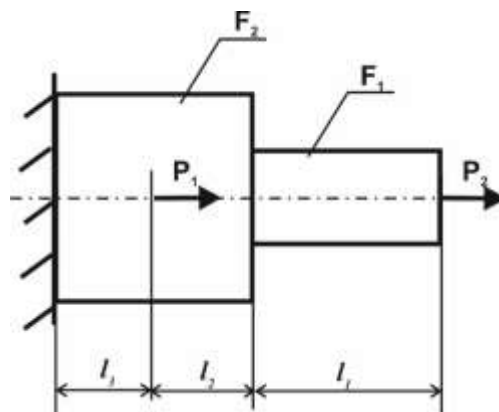
9.5

К ступенчатому стержню, жестко зашечленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений  $F_1=25 \text{ см}^2$  и  $F_2=35 \text{ см}^2$  приложены силы  $P_1=10 \text{ кН}$  и  $P_2=24 \text{ кН}$ . Размеры стержня до деформации  $l_1=0,3 \text{ м}$ ,  $l_2=0,25 \text{ м}$ ,  $l_3=0,35 \text{ м}$ . Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять модуль Юнга равным  $200 \text{ ГПа}$ .



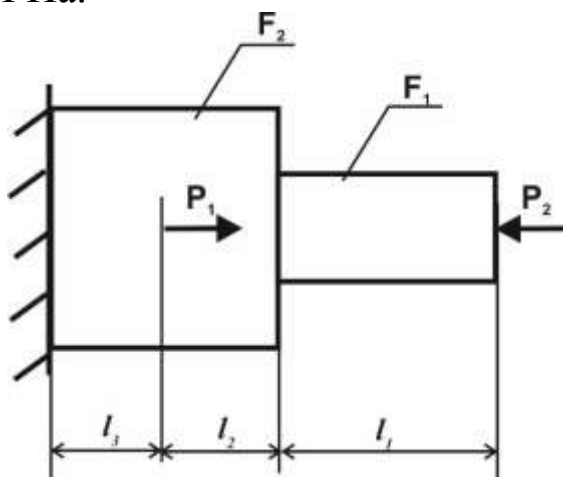
9.6

К ступенчатому стержню, жестко зашечленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений  $F_1=15 \text{ см}^2$  и  $F_2=35 \text{ см}^2$  приложены силы  $P_1=80 \text{ кН}$  и  $P_2=56 \text{ кН}$ . Размеры стержня до деформации  $l_1=0,4 \text{ м}$ ,  $l_2=0,45 \text{ м}$ ,  $l_3=0,6 \text{ м}$ . Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять модуль Юнга равным  $200 \text{ ГПа}$ .



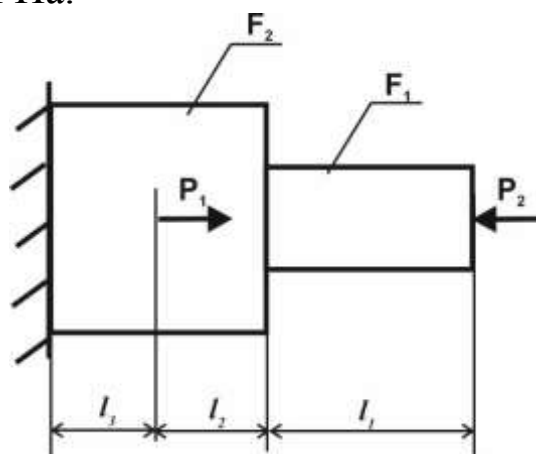
9.7

К ступенчатому стержню, жестко зашпемленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений  $F_1=8 \text{ см}^2$  и  $F_2=16 \text{ см}^2$  приложены силы  $P_1=70 \text{ кН}$  и  $P_2=55 \text{ кН}$ . Размеры стержня до деформации  $l_1=0,5 \text{ м}$ ,  $l_2=0,5 \text{ м}$ ,  $l_3=0,6 \text{ м}$ . Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять модуль Юнга равным  $200 \text{ ГПа}$ .



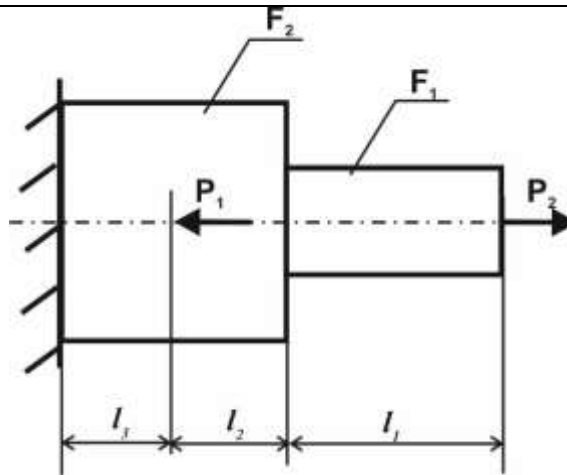
9.8

К ступенчатому стержню, жестко зашпемленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений  $F_1=6 \text{ см}^2$  и  $F_2=15 \text{ см}^2$  приложены силы  $P_1=30 \text{ кН}$  и  $P_2=55 \text{ кН}$ . Размеры стержня до деформации  $l_1=0,6 \text{ м}$ ,  $l_2=0,6 \text{ м}$ ,  $l_3=0,8 \text{ м}$ . Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять модуль Юнга равным  $200 \text{ ГПа}$ .



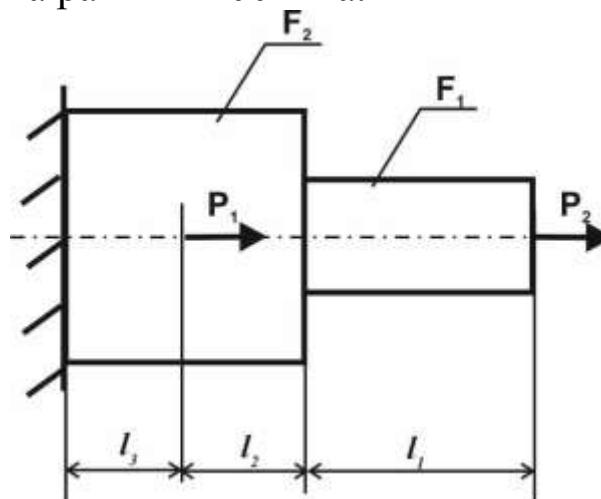
9.9

К ступенчатому стержню, жестко зашпемленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений  $F_1=5 \text{ см}^2$  и  $F_2=12 \text{ см}^2$  приложены силы  $P_1=48 \text{ кН}$  и  $P_2=28 \text{ кН}$ . Размеры стержня до деформации  $l_1=0,5 \text{ м}$ ,  $l_2=0,55 \text{ м}$ ,  $l_3=0,7 \text{ м}$ . Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять модуль Юнга равным  $200 \text{ ГПа}$ .



9.10

К ступенчатому стержню, жестко заземленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений  $F_1=6 \text{ см}^2$  и  $F_2=14 \text{ см}^2$  приложены силы  $P_1=100 \text{ кН}$  и  $P_2=60 \text{ кН}$ . Размеры стержня до деформации  $l_1=0,25 \text{ м}$ ,  $l_2=0,3 \text{ м}$ ,  $l_3=0,38 \text{ м}$ . Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять модуль Юнга равным  $200 \text{ ГПа}$ .

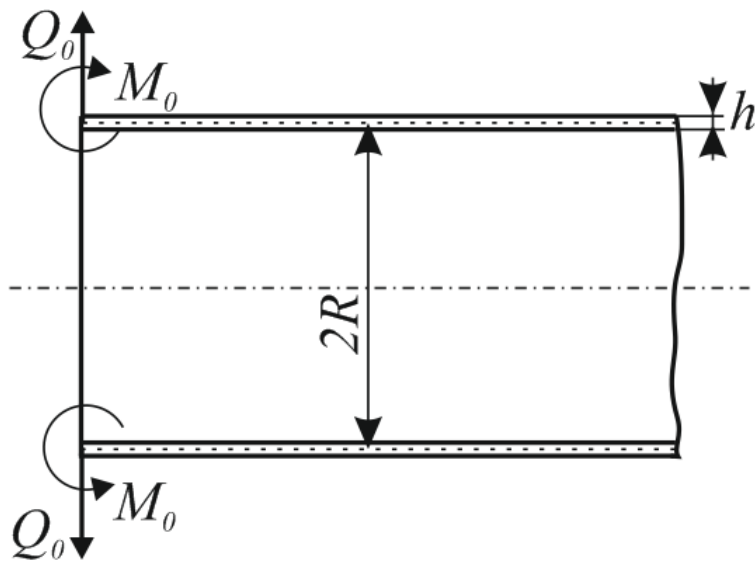


10.1

Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными изгибающими моментами  $M_0$  и погонными поперечными силами  $Q_0$  по торцу. Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять  $Q_0=100 \text{ кН/м}$ ,  $M_0=50 \text{ кН}$ ,  $R=50 \text{ см}$ ,  $h=3 \text{ см}$ ,  $E=200 \text{ ГПа}$ ,  $\nu=0,3$

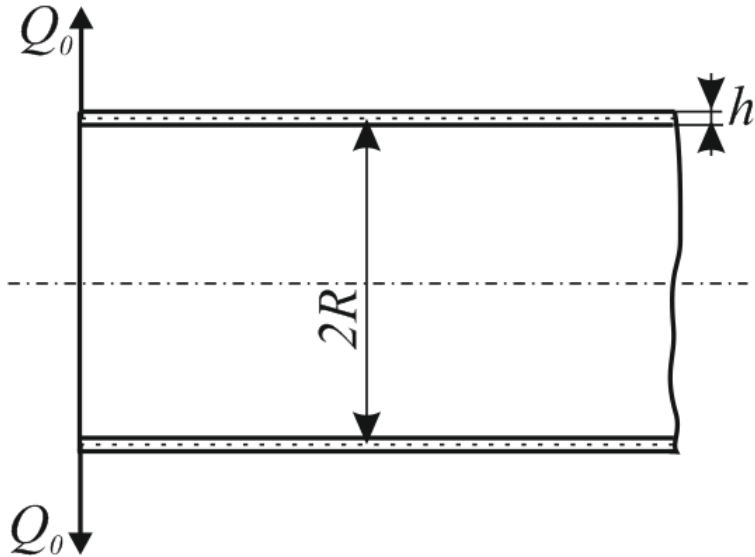
10

10



10.2

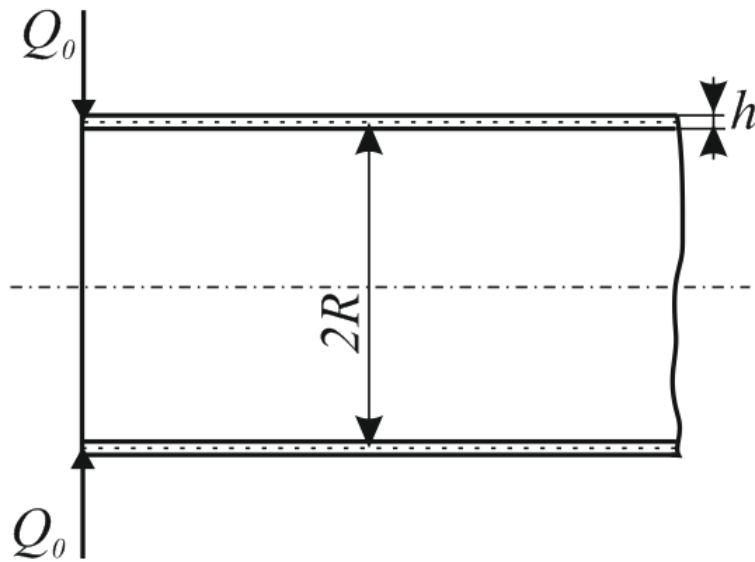
Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными поперечными силами  $Q_0$  по торцу. Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять  $Q_0=80$  кН/м,  $R=60$  см,  $h=3$  см,  $E=200$  ГПа,  $\nu=0,3$



10.3

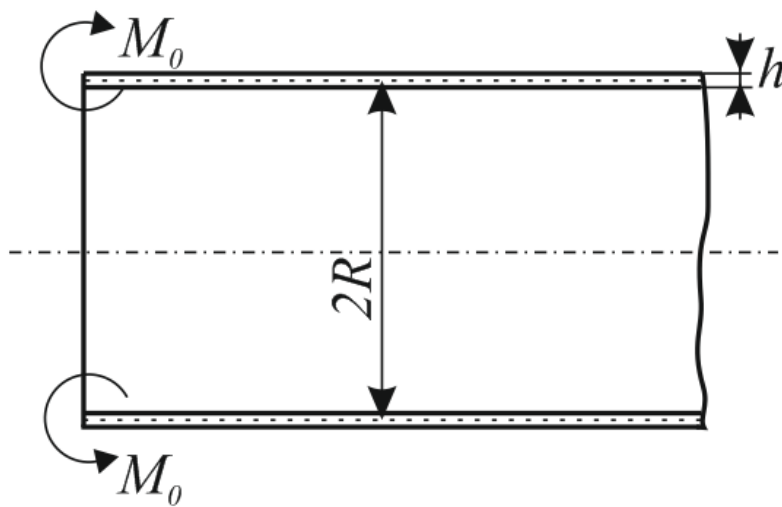
Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными поперечными силами  $Q_0$  по торцу. Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять  $Q_0=50$  кН/м,  $R=30$  см,  $h=2$  см,  $E=200$  ГПа,  $\nu=0,3$





10.4

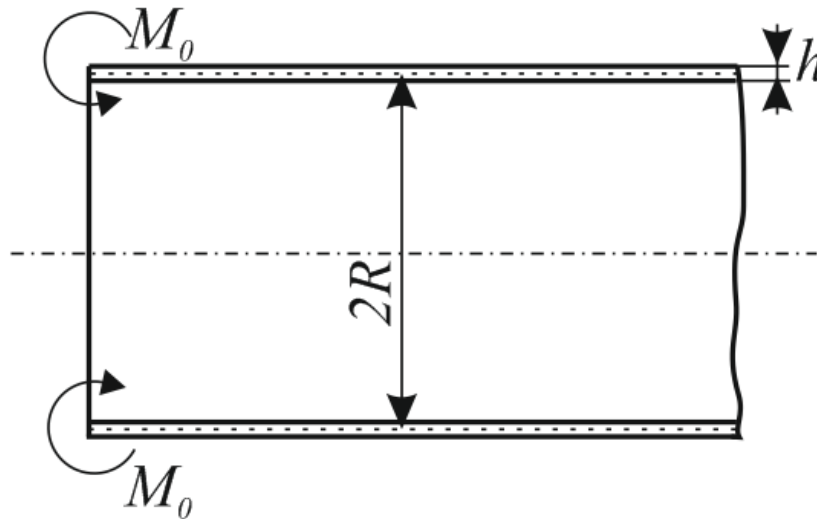
Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными изгибающими моментами  $M_0$  по торцу. Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять  $M_0=60$  кН,  $R=40$  см,  $h=2$  см,  $E=200$  ГПа,  $\nu=0,3$



10.5

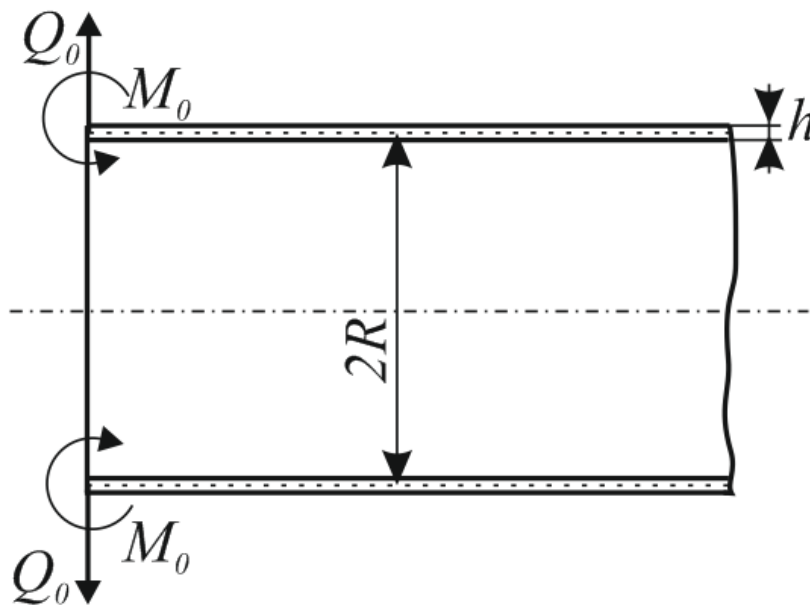
Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными изгибающими моментами  $M_0$  по торцу. Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении.

Принять  $M_0=40$  кН,  $R=60$  см,  $h=1$  см,  $E=200$  ГПа,  $\nu=0,3$



10.6

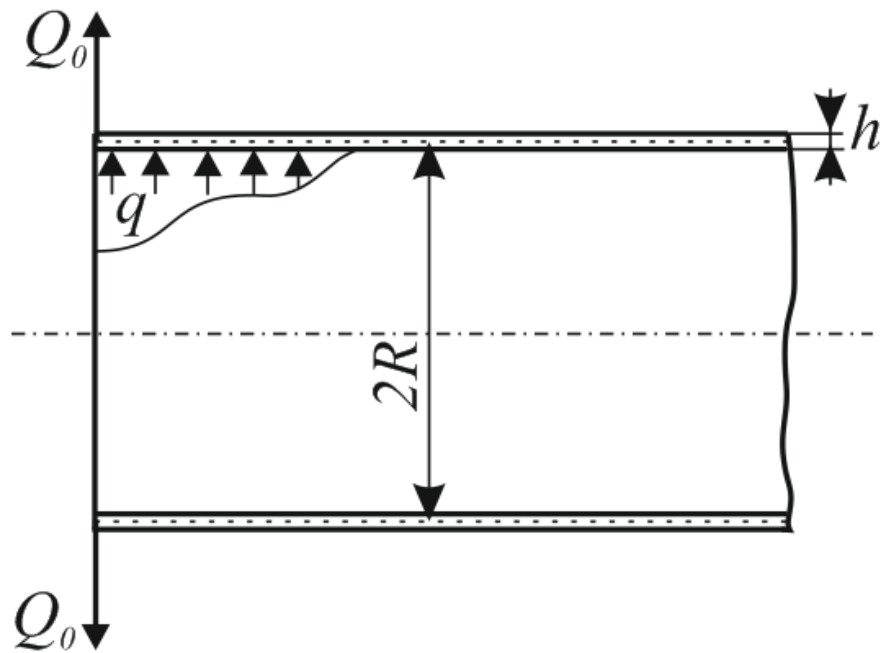
Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными изгибающими моментами  $M_0$  и погонными поперечными силами  $Q_0$  по торцу. Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять  $Q_0=70$  кН/м,  $M_0=30$  кН,  $R=60$  см,  $h=4$  см,  $E=200$  ГПа,  $\nu=0,3$



10.7

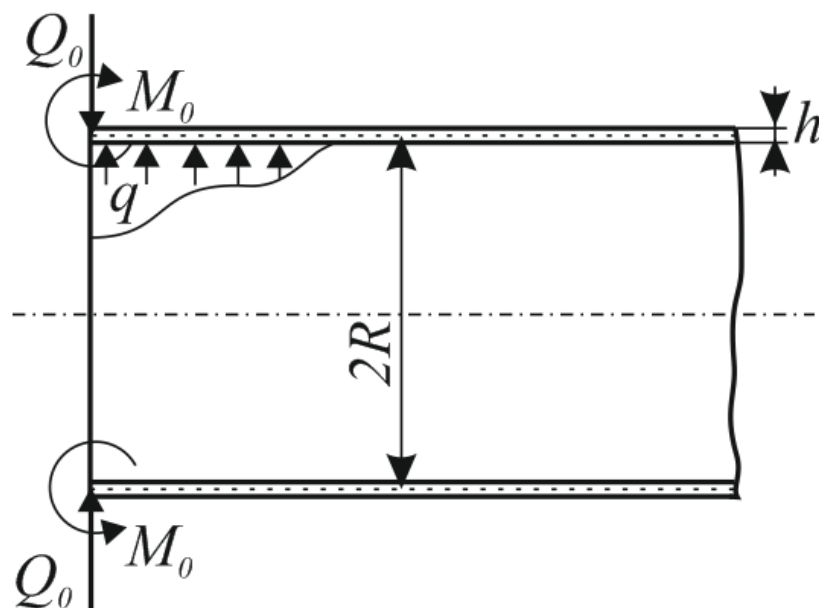
Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными поперечными силами  $Q_0$  по торцу и внутренним давлением  $q$ . Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической

оболочки в торцевом сечении. Принять  $Q_0=80$  кН/м,  $q=5$  МПа,  $R=40$  см,  $h=2$  см,  $E=200$  ГПа,  $\nu=0,3$



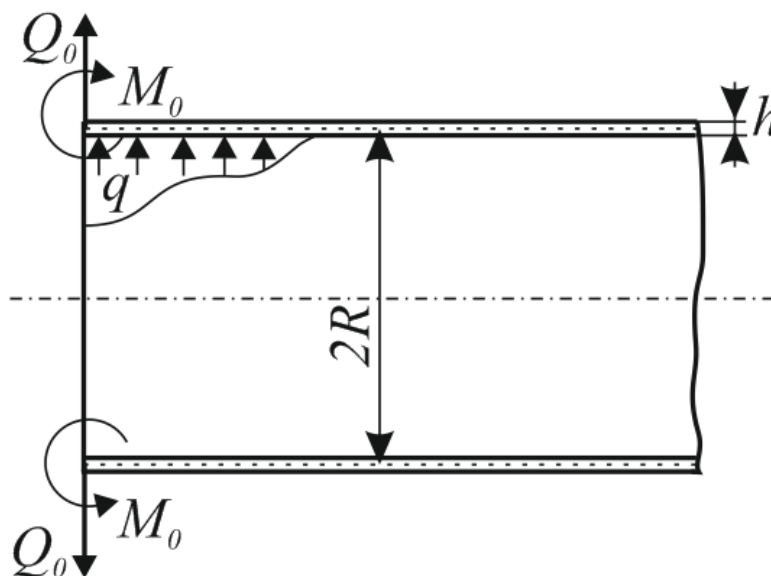
10.8

Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными изгибающими моментами  $M_0$  и погонными поперечными силами  $Q_0$  по торцу и внутренним давлением  $q$ . Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять  $Q_0=70$  кН/м,  $M_0=30$  кН,  $q=3$  МПа,  $R=60$  см,  $h=1$  см,  $E=200$  ГПа,  $\nu=0,3$



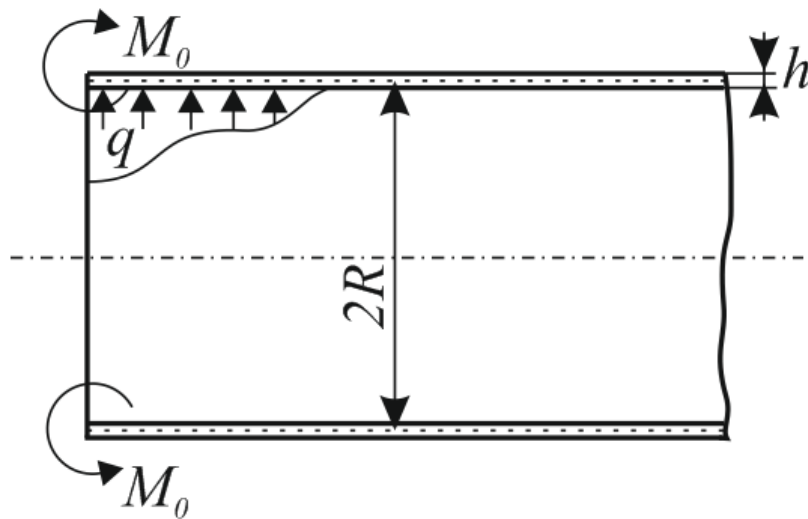
10.9

Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными изгибающими моментами  $M_0$  и погонными поперечными силами  $Q_0$  по торцу и внутренним давлением  $q$ . Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять  $Q_0=60$  кН/м,  $M_0=40$  кН,  $q=8$  МПа,  $R=40$  см,  $h=2$  см,  $E=200$  ГПа,  $\nu=0,3$



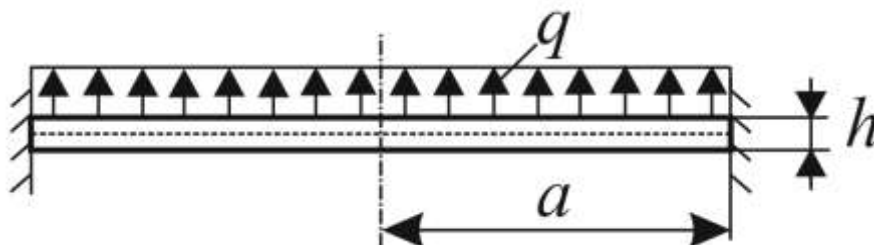
10.10

Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными изгибающими моментами  $M_0$  по торцу и внутренним давлением  $q$ . Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять  $M_0=40$  кН,  $q=4$  МПа,  $R=30$  см,  $h=1$  см,  $E=200$  ГПа,  $\nu=0,3$



11.1

Круглая пластинка ( $a=1$  м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ( $q=5$  МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба  $w$ , окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность пластинки ( $[\sigma]=160$  МПа). Принять толщину пластинки  $h=3$  см, модуль Юнга  $E=200$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu=0,3$

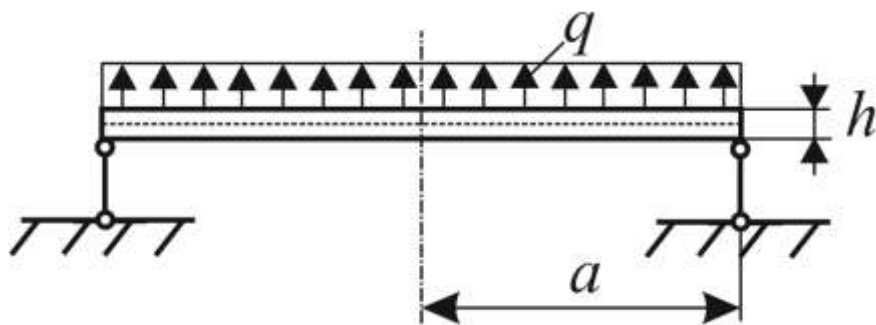


11

11.2

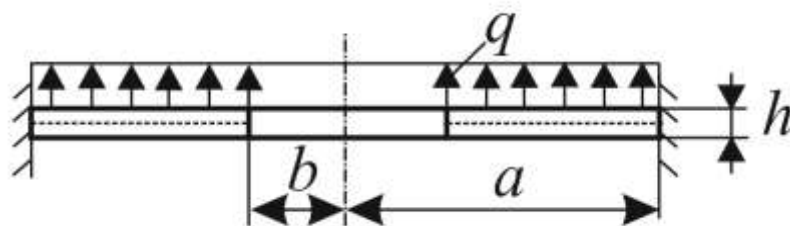
Круглая пластинка ( $a=2$  м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ( $q=8$  МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба  $w$ , окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность пластинки ( $[\sigma]=160$  МПа). Принять толщину пластинки  $h=2$  см, модуль Юнга  $E=200$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu=0,3$

10



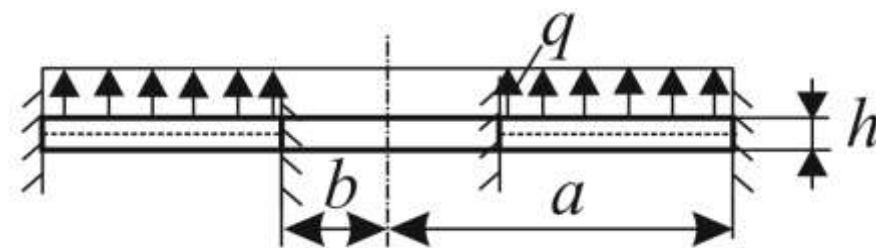
11.3

Кольцевая пластинка ( $a=1,2$  м,  $b=0,4$  м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ( $q=4$  МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба  $w$ , окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность пластинки ( $[\sigma]=160$  МПа). Принять толщину пластинки  $h=1$  см, модуль Юнга  $E=200$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu=0,3$



11.4

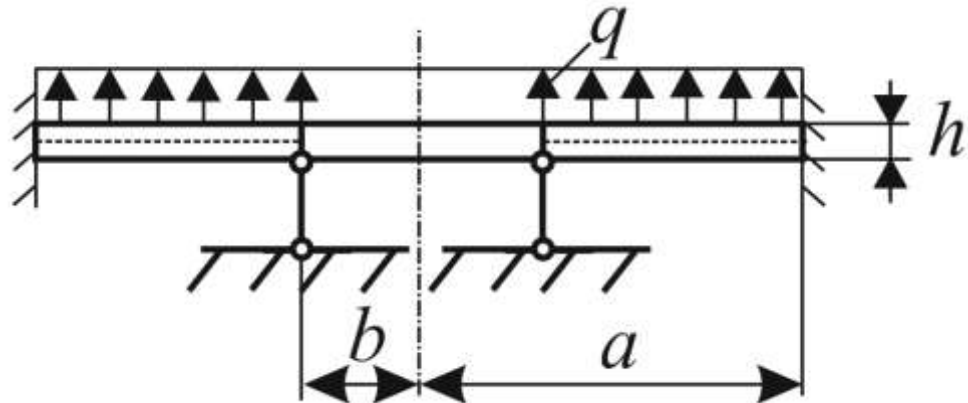
Кольцевая пластинка ( $a=1,5$  м,  $b=0,5$  м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ( $q=8$  МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба  $w$ , окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность пластинки ( $[\sigma]=160$  МПа). Принять толщину пластинки  $h=2,5$  см, модуль Юнга  $E=200$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu=0,3$



11.5

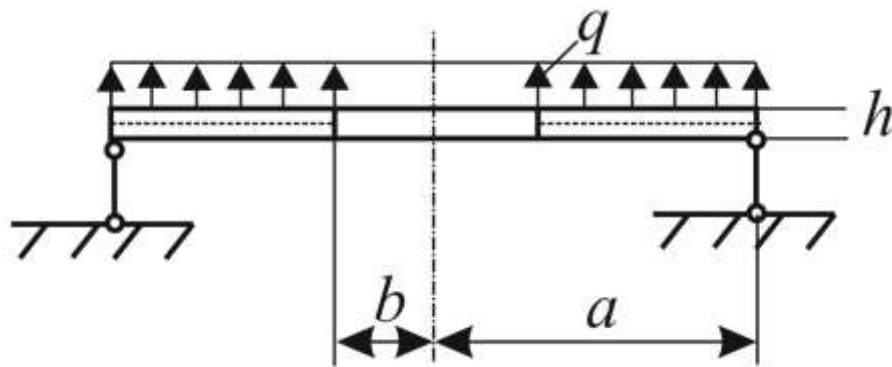
Кольцевая пластинка ( $a=1,2$  м,  $b=0,6$  м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ( $q=6$  МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба  $w$ , окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность

пластинки ( $[\sigma]=160$  МПа). Принять толщину пластинки  $h=2,5$  см, модуль Юнга  $E=200$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu=0,3$



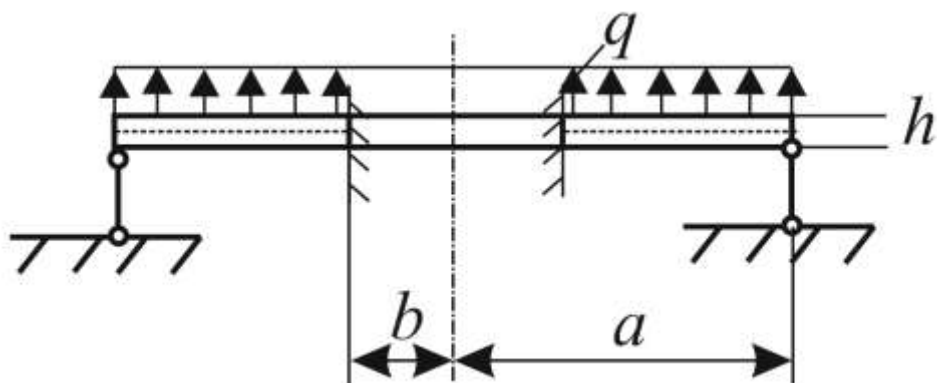
11.6

Кольцевая пластинка ( $a=0,8$  м,  $b=0,5$  м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ( $q=6$  МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба  $w$ , окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность пластинки ( $[\sigma]=160$  МПа). Принять толщину пластинки  $h=1$  см, модуль Юнга  $E=200$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu=0,3$



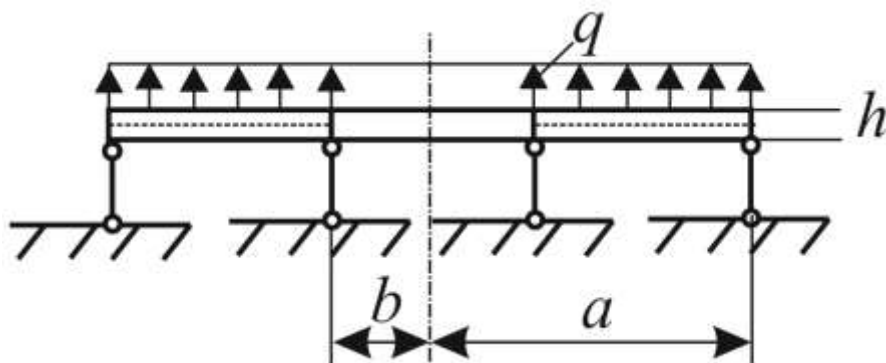
11.7

Кольцевая пластинка ( $a=2$  м,  $b=1$  м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ( $q=6$  МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба  $w$ , окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность пластинки ( $[\sigma]=160$  МПа). Принять толщину пластинки  $h=4$  см, модуль Юнга  $E=200$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu=0,3$



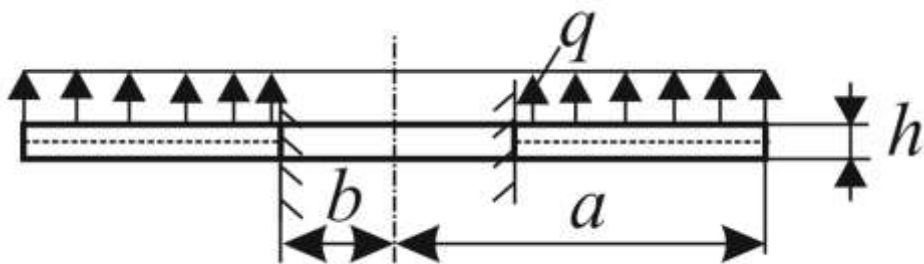
11.8

Кольцевая пластинка ( $a=1$  м,  $b=0,6$  м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ( $q=7$  МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба  $w$ , окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность пластинки ( $[\sigma]=160$  МПа). Принять толщину пластинки  $h=2$  см, модуль Юнга  $E=200$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu=0,3$

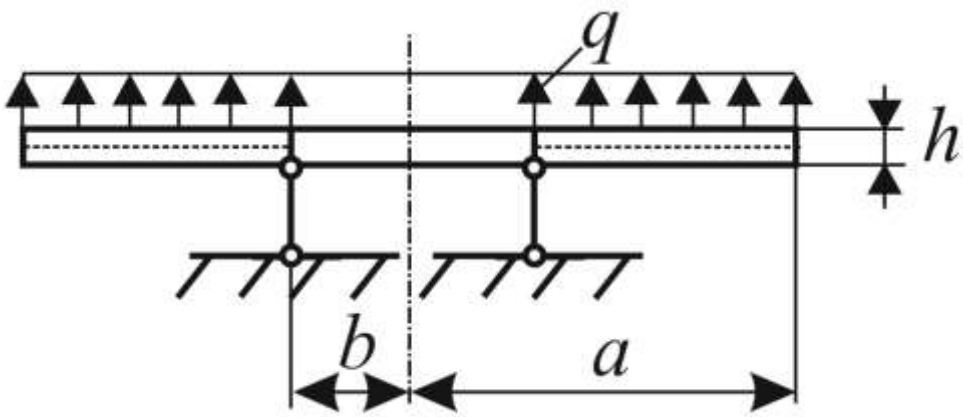


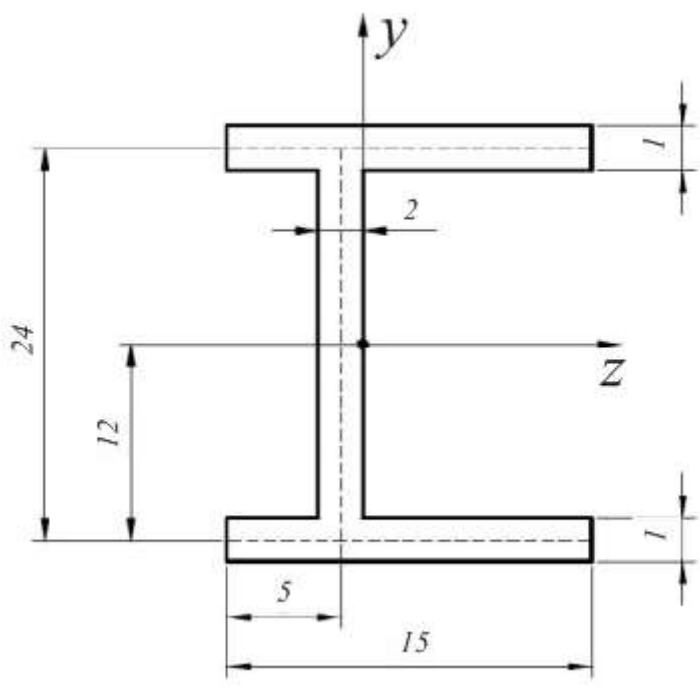
11.9

Кольцевая пластинка ( $a=0,9$  м,  $b=0,4$  м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ( $q=4$  МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба  $w$ , окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность пластинки ( $[\sigma]=160$  МПа). Принять толщину пластинки  $h=2,5$  см, модуль Юнга  $E=200$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu=0,3$

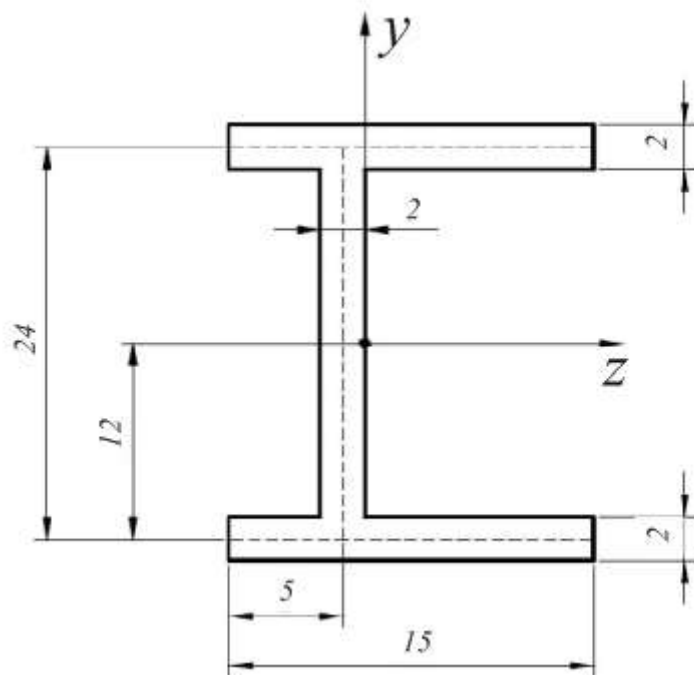




	11.10	<p>Кольцевая пластинка (<math>a=1,2</math> м, <math>b=0,5</math> м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки (<math>q=5</math> МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба <math>w</math>, окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность пластинки (<math>[\sigma]=160</math> МПа). Принять толщину пластинки <math>h=1</math> см, модуль Юнга <math>E=200</math> ГПа, коэффициент Пуассона <math>\mu=0,3</math></p> 	
--	-------	---	--

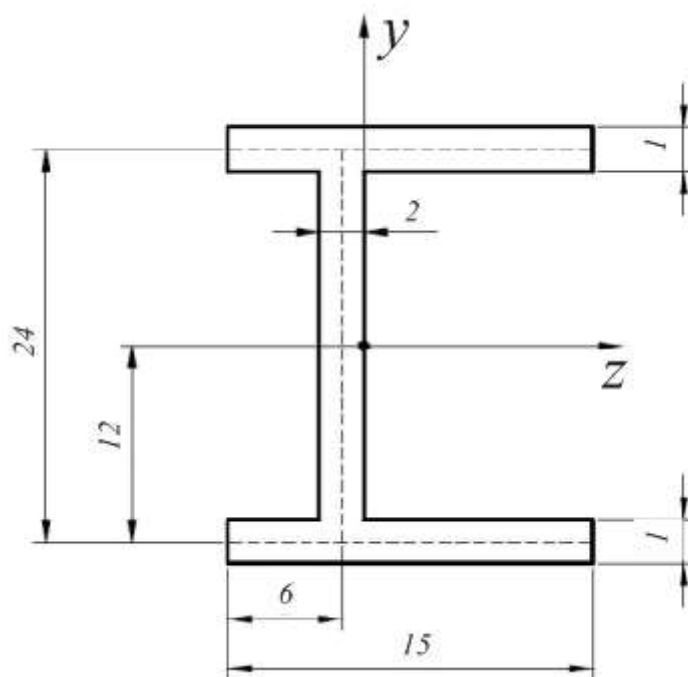
12	12.1	<p>Определить секториальный момент инерции для тонкостенного стержня, сечение которого представлено на рисунке (размеры даны в см)</p> 	10
----	------	---	----

	12.2	<p>Определить секториальный момент инерции для тонкостенного стержня, сечение которого представлено на рисунке (размеры даны в см)</p>	
--	------	--	--



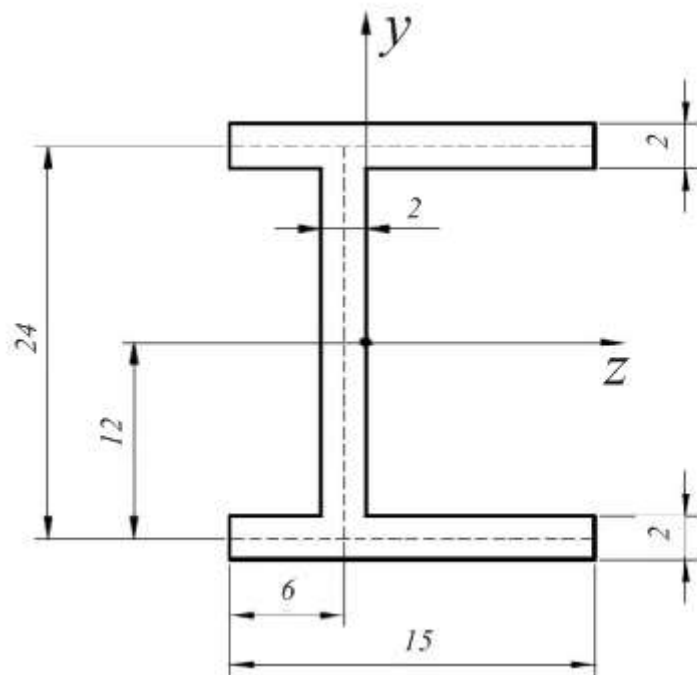
12.3

Определить секториальный момент инерции для тонкостенного стержня, сечение которого представлено на рисунке (размеры даны в см)



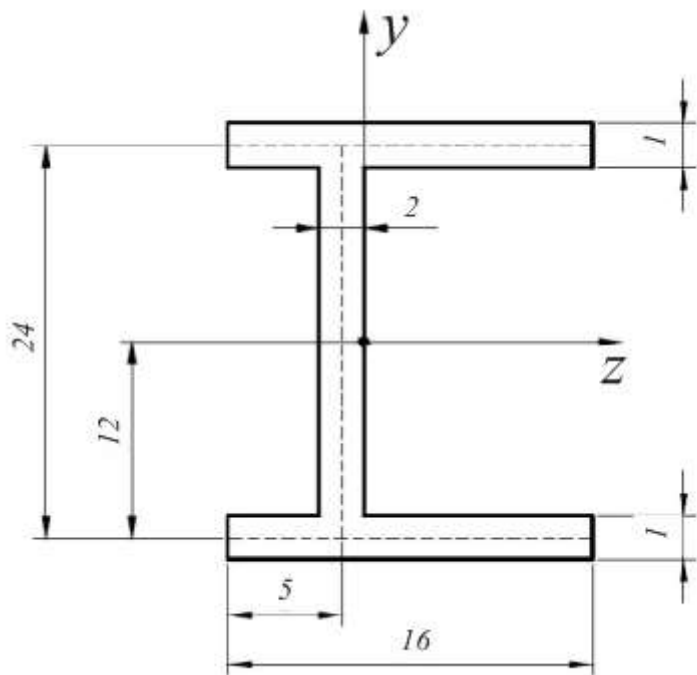
12.4

Определить секториальный момент инерции для тонкостенного стержня, сечение которого представлено на рисунке (размеры даны в см)



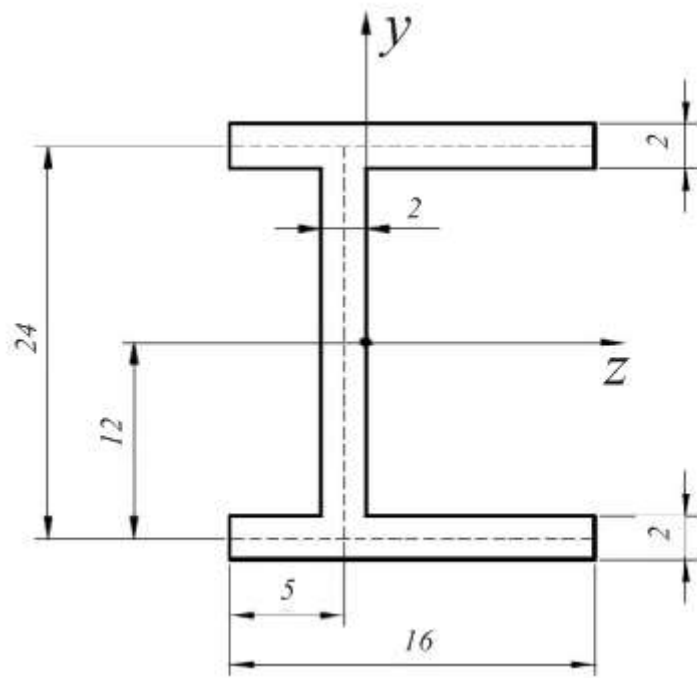
12.5

Определить секториальный момент инерции для тонкостенного стержня, сечение которого представлено на рисунке (размеры даны в см)



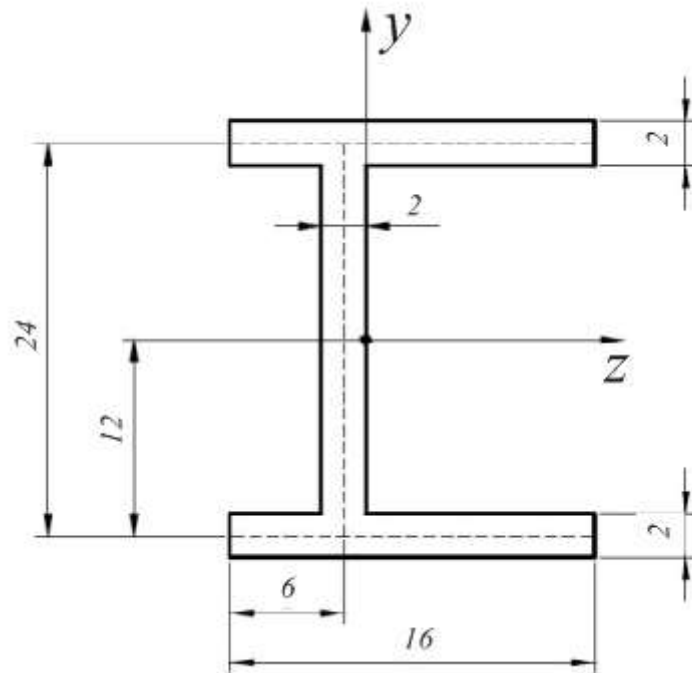
12.6

Определить секториальный момент инерции для тонкостенного стержня, сечение которого представлено на рисунке (размеры даны в см)



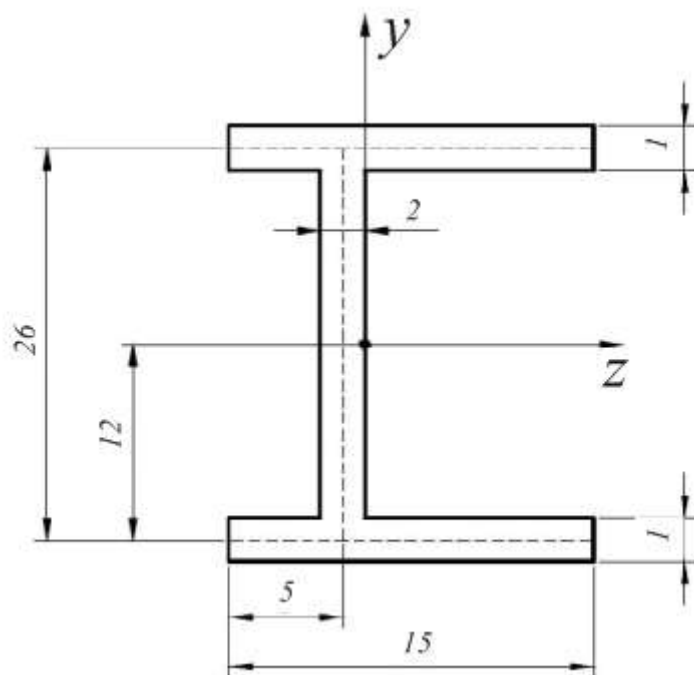
12.7

Определить секториальный момент инерции для тонкостенного стержня, сечение которого представлено на рисунке (размеры даны в см)



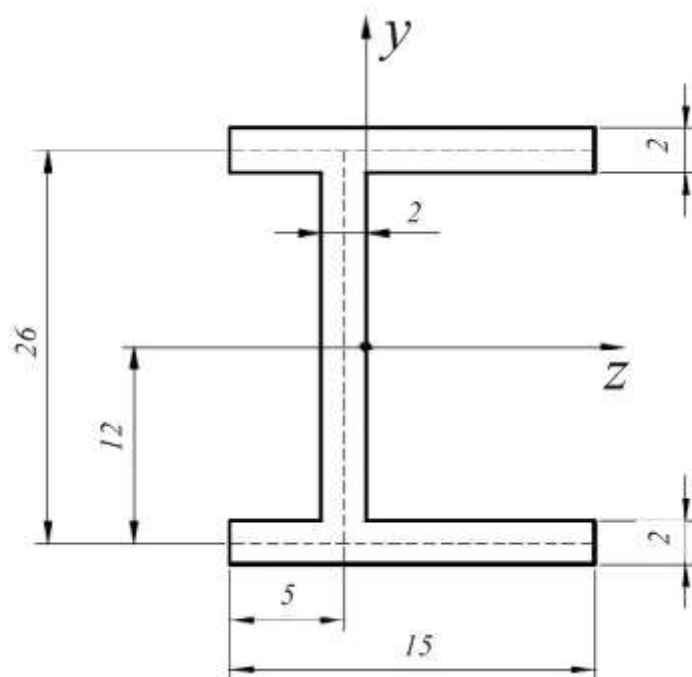
12.8

Определить секториальный момент инерции для тонкостенного стержня, сечение которого представлено на рисунке (размеры даны в см)



12.9

Определить секториальный момент инерции для тонкостенного стержня, сечение которого представлено на рисунке (размеры даны в см)



12.10

Определить секториальный момент инерции для тонкостенного стержня, сечение которого представлено на рисунке (размеры даны в см)

