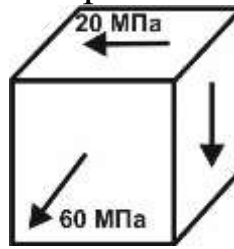


Институт ЭнМИ
 Направление подготовки 15.04.03 Прикладная механика

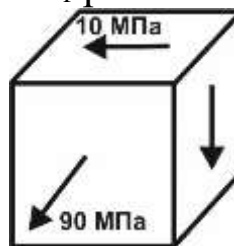
Список заданий для формирования экзаменационных билетов вступительного
 испытания в магистратуру

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

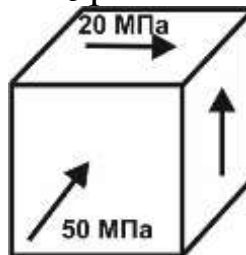
вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести σ_T равными 160 МПа.



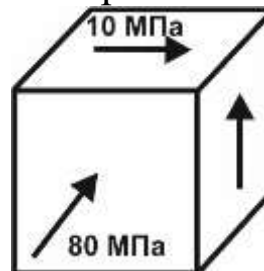
6.5 Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести σ_T равными 300 МПа.



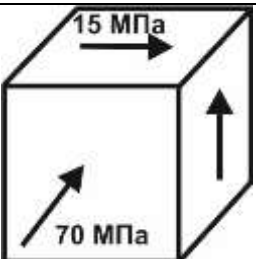
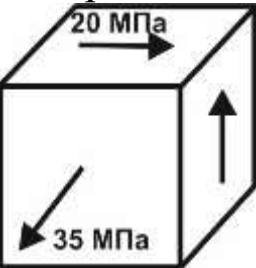
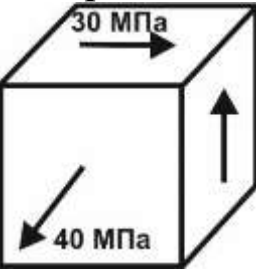
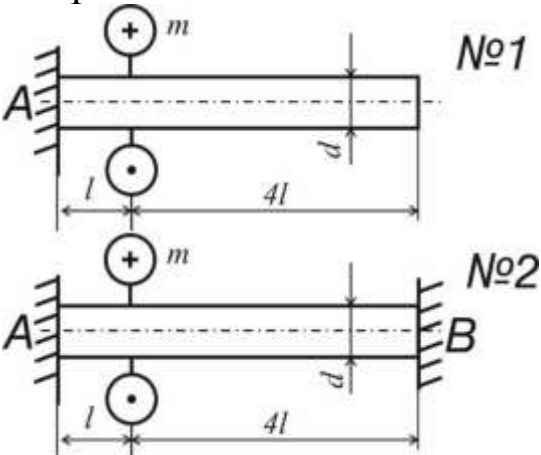
6.6 Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести σ_T равными 190 МПа.



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

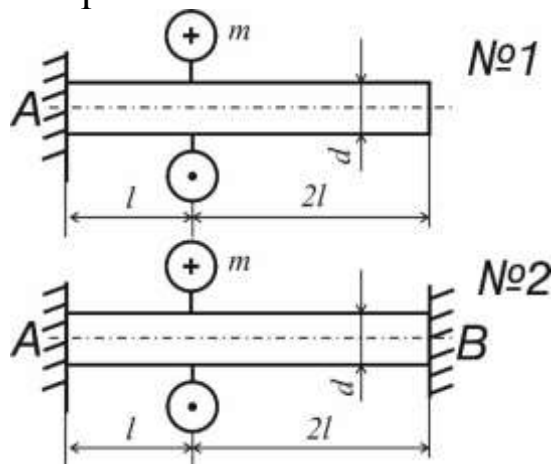


6.8 Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести σ_T равными 230 МПа.

			
6.9	<p>Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести σ_T равными 120 МПа.</p>		
6.10	<p>Для заданного напряженного состояния, пользуясь гипотезой максимальных касательных напряжений, вычислить коэффициент запаса прочности. Принять напряжения текучести σ_T равными 180 МПа.</p>		
7	7.1	<p>Вал, длиной $5l$, жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом m. 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> 	6

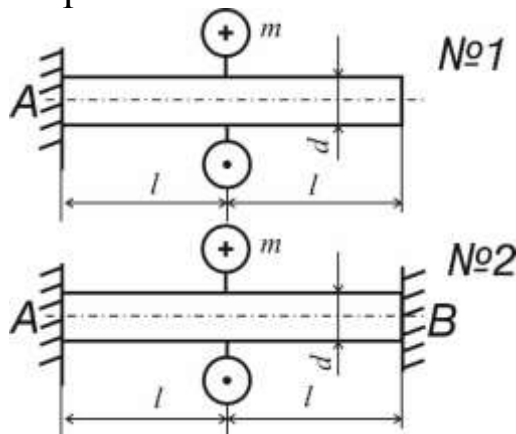
7.2

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.



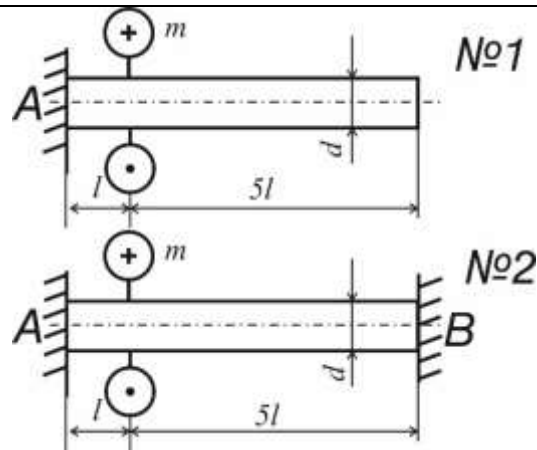
7.3

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.

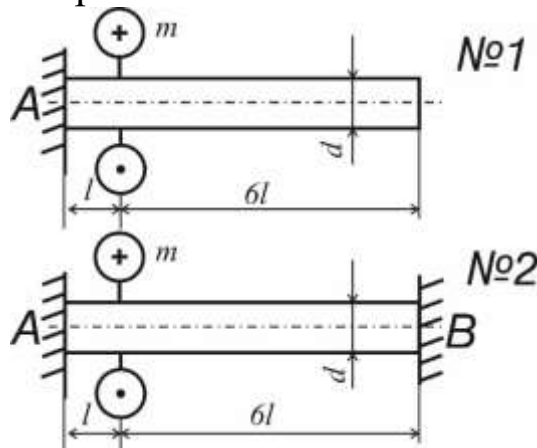


7.4

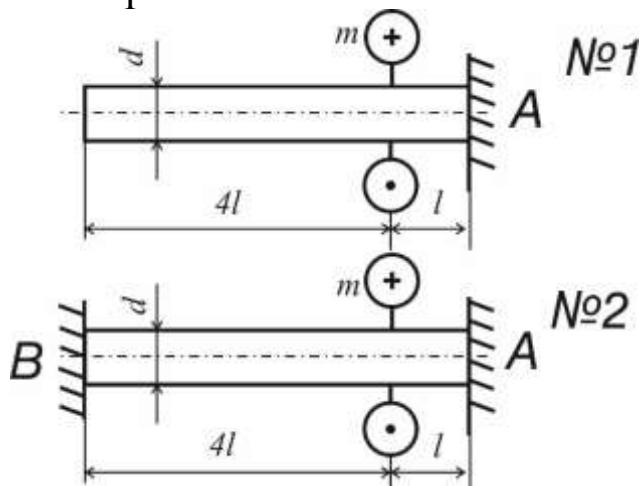
Вал, длиной $6l$, жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом m . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 90 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.



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.

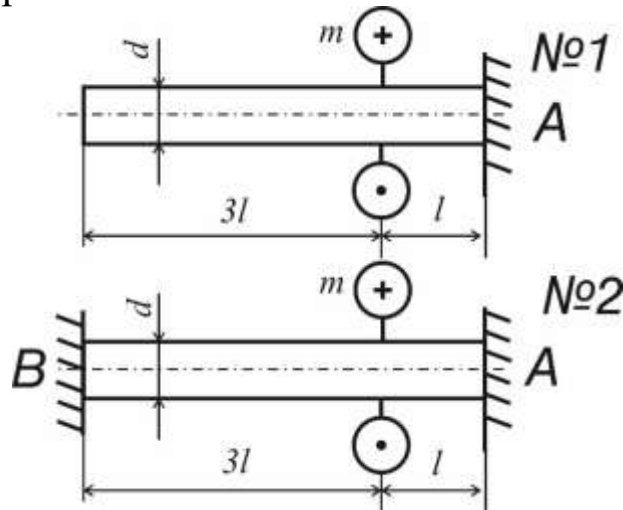


7.6 Вал, длиной $5l$, жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом m . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 140 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда правый конец вала В также жестко закрепляют.



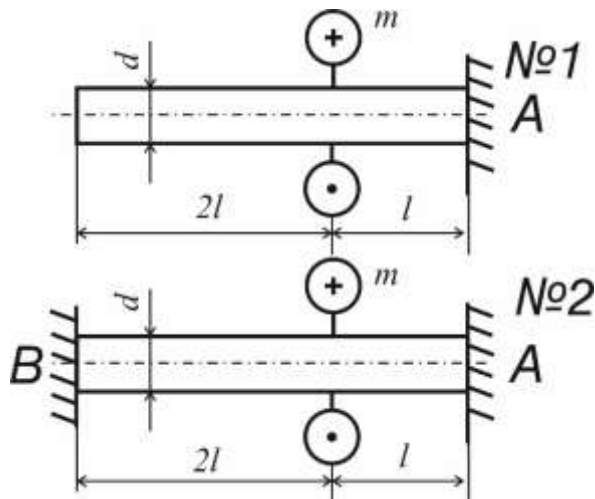
7.7

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 левый конец вала В также жестко закрепляют.



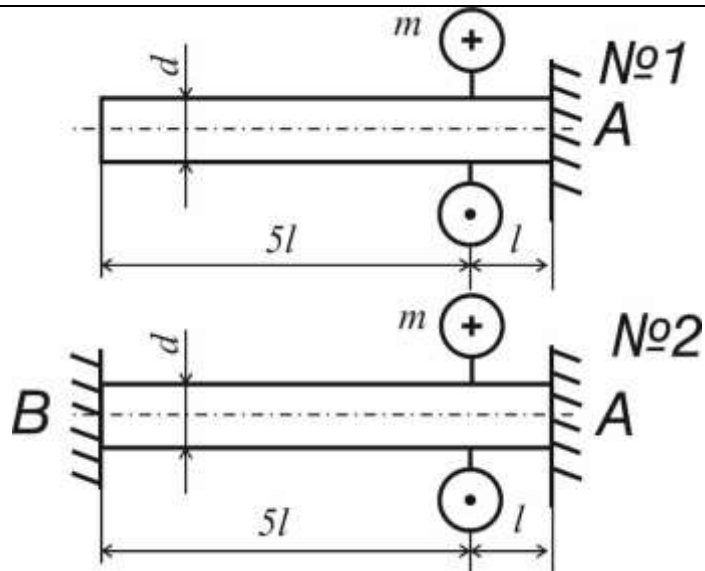
7.8

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 левый конец вала В также жестко закрепляют.

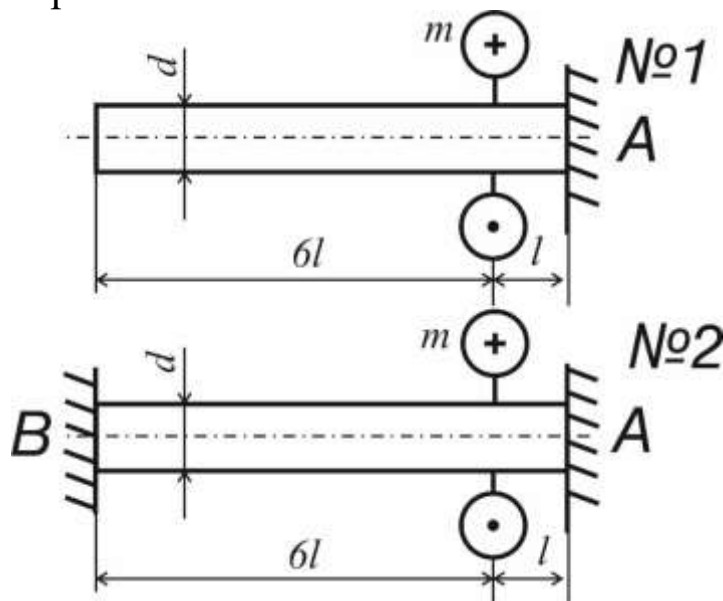


7.9

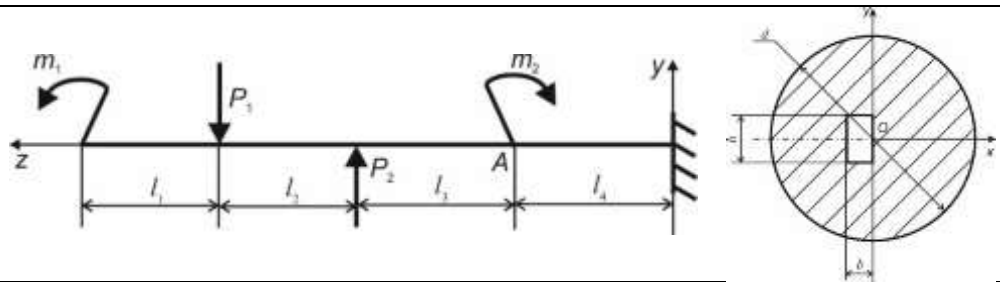
Вал, длиной $6l$, жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом m . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 180 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда левый конец вала В также жестко закрепляют.



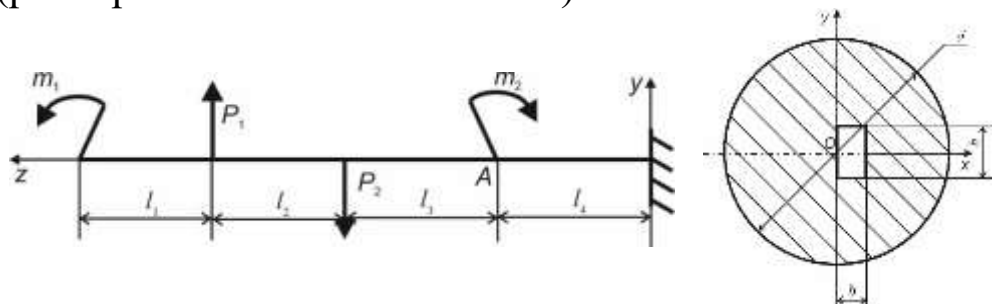
7.10 Вал, длиной $7l$, жестко закрепленный в опоре А (схема №1) и закручивается крутящим моментом m . При этом, наибольшие касательные напряжения в схеме №1 составляют 70 МПа. Найти наибольшие касательные напряжения в схеме №2, когда левый конец вала В также жестко закрепляют.



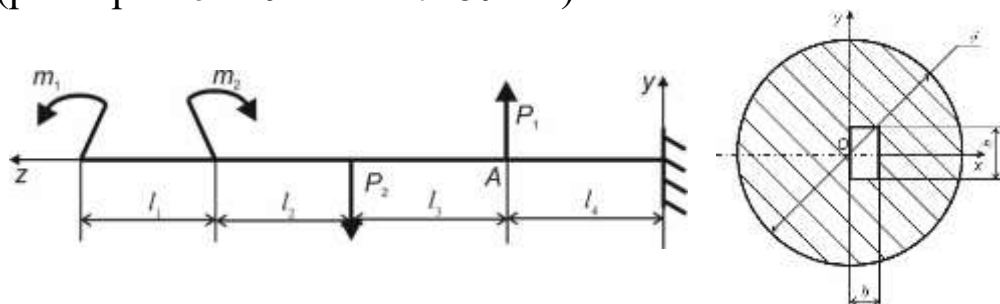
8.1 Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами $P_1=20$ кН, $P_2=30$ кН и изгибающими моментами $m_1=15$ кН·м, $m_2=28$ кН·м. Длины участков $l_1=2$ м, $l_2=2$ м, $l_3=3$ м, $l_4=3$ м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга (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).

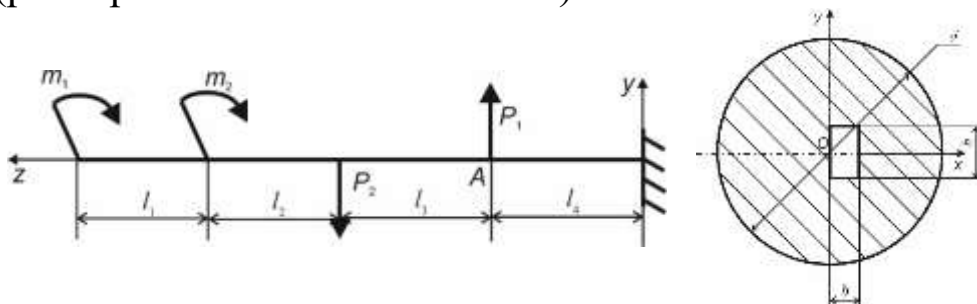


8.3 Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами $P_1=25$ кН, $P_2=10$ кН и изгибающими моментами $m_1=22$ кН·м, $m_2=14$ кН·м. Длины участков $l_1=2,5$ м, $l_2=2$ м, $l_3=3,5$ м, $l_4=3,5$ м. Поперечное сечение балки выполнено в виде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



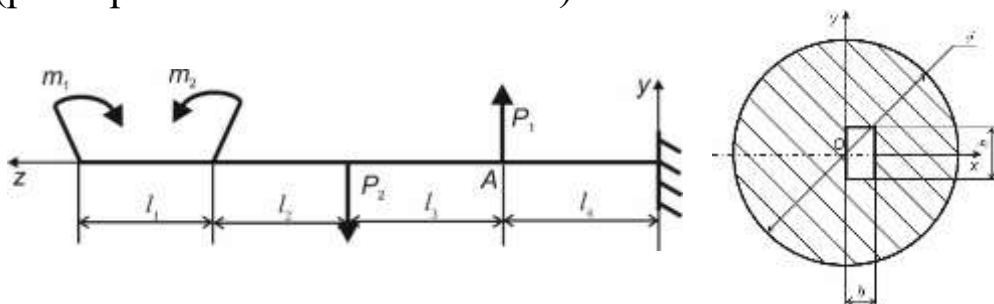
8.4 Определить максимальные нормальные напряжения (по модулю) в сечении А балки, нагруженной сосредоточенными силами $P_1=30$ кН, $P_2=20$ кН и изгибающими моментами $m_1=18$ кН·м, $m_2=10$ кН·м. Длины участков $l_1=2,5$ м, $l_2=2,5$ м, $l_3=3$ м, $l_4=3,5$ м. Поперечное сечение балки выполнено в виде круга

(диаметра $d=180$ мм) с прямоугольным вырезом (размером $b=15$ мм на $h=60$ мм).



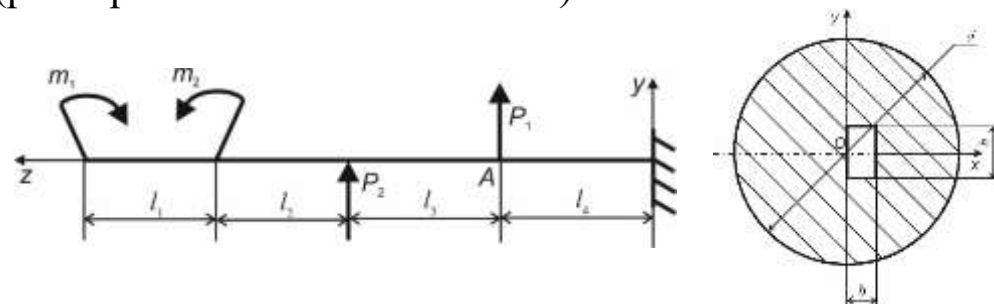
8.5

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).



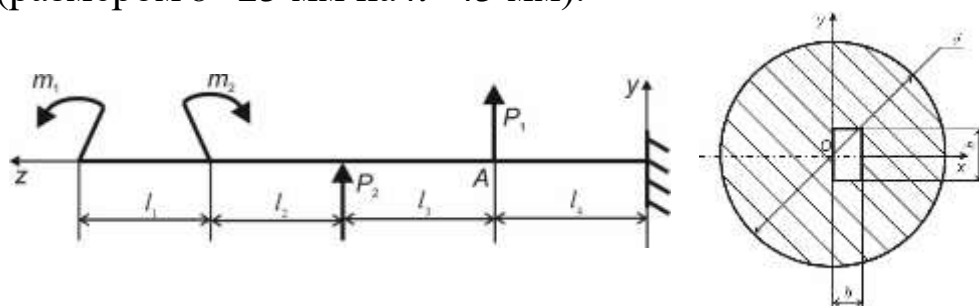
8.6

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).



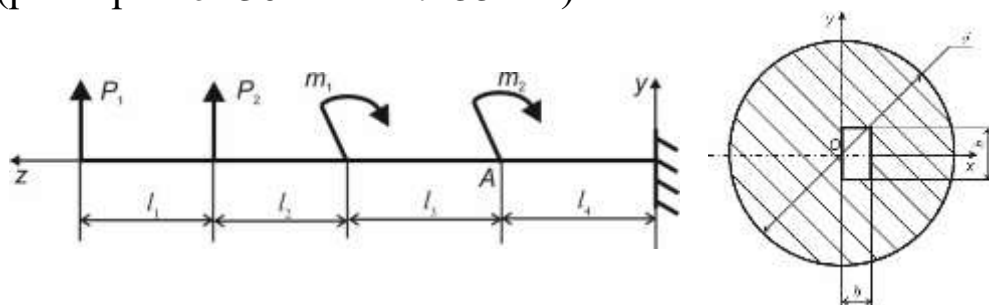
8.7

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).



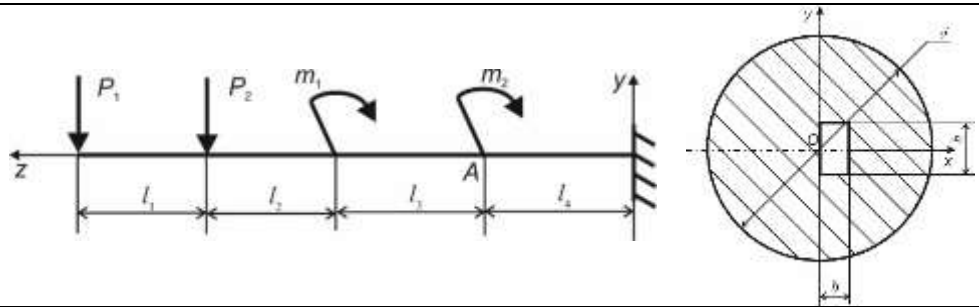
8.8

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).



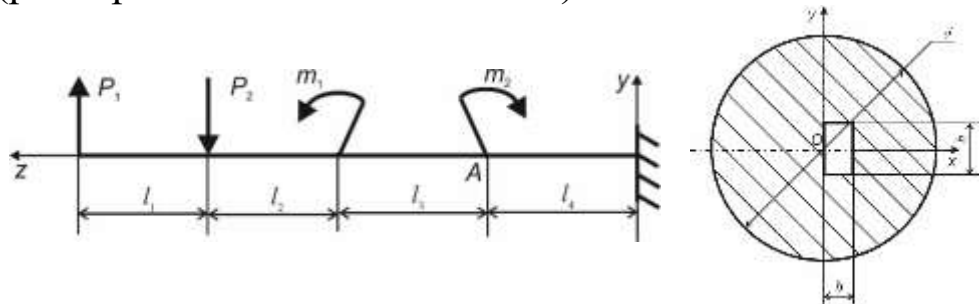
8.9

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).



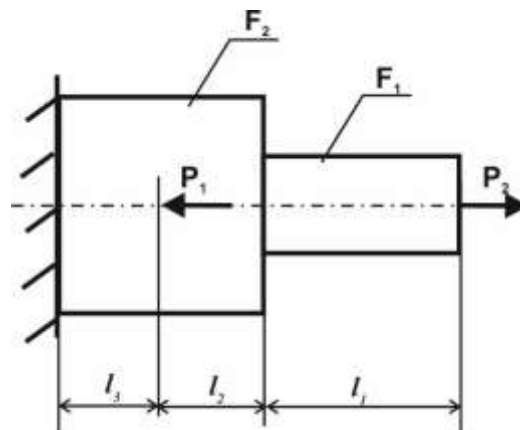
8.10

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

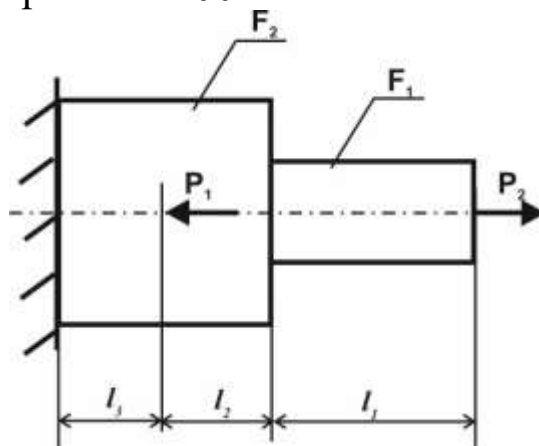
К ступенчатому стержню, жестко заземленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений $F_1=5\text{ см}^2$ и $F_2=10\text{ см}^2$ приложены силы $P_1=60$ кН и $P_2=25$ кН. Размеры стержня до деформации $l_1=0,4$ м, $l_2=0,4$ м, $l_3=0,5$ м. Определить абсолютное перемещение свободного конца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



9.2

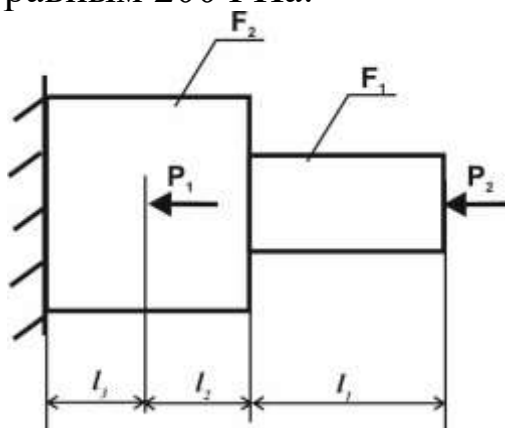
К ступенчатому стержню, жестко заземленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений $F_1=25\text{ см}^2$ и $F_2=40\text{ см}^2$ приложены силы $P_1=50$

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.



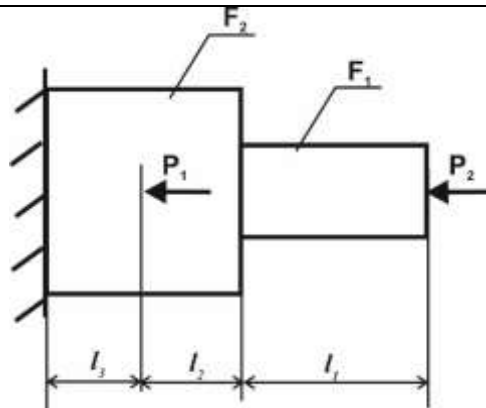
9.3

К ступенчатому стержню, жестко заземленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений $F_1=15$ см² и $F_2=25$ см² 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.

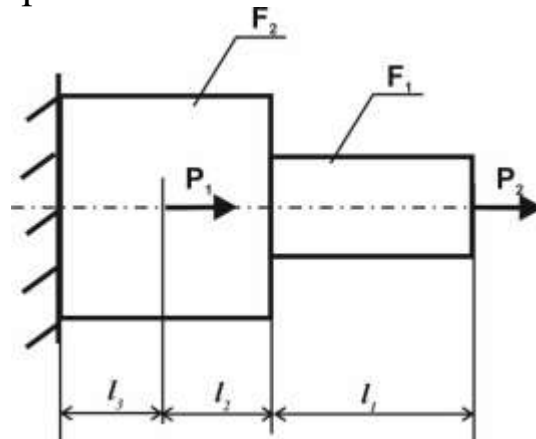


9.4

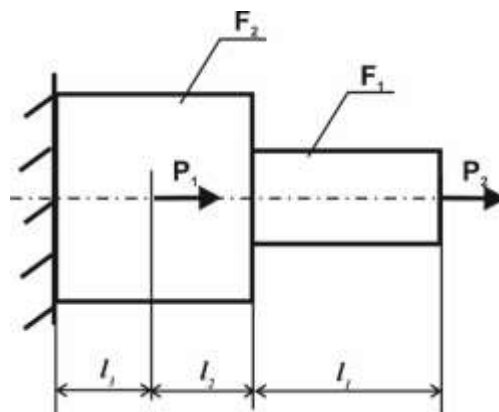
К ступенчатому стержню, жестко заземленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений $F_1=10$ см² и $F_2=25$ см² приложены силы $P_1=18$ кН и $P_2=14$ кН. Размеры стержня до деформации $l_1=0,2$ м, $l_2=0,25$ м, $l_3=0,35$ м. Определить абсолютное перемещение свободного конца стержня. Принять 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 ГПа .

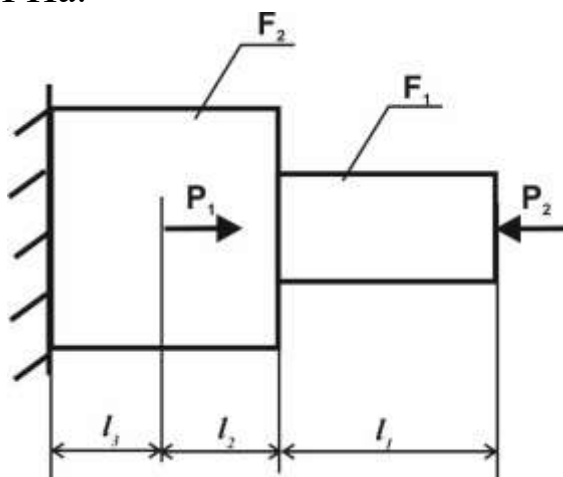


9.6 К ступенчатому стержню, жестко зашечленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений $F_1=15 \text{ см}^2$ и $F_2=35 \text{ см}^2$ приложены силы $P_1=80 \text{ кН}$ и $P_2=56 \text{ кН}$. Размеры стержня до деформации $l_1=0,4 \text{ м}$, $l_2=0,45 \text{ м}$, $l_3=0,6 \text{ м}$. Определить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



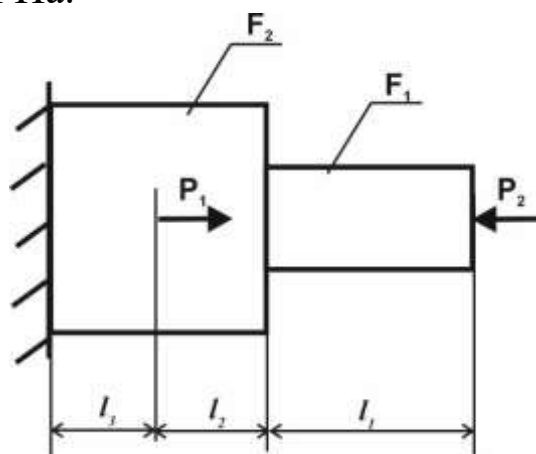
9.7

К ступенчатому стержню, жестко заземленному 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 ГПа .



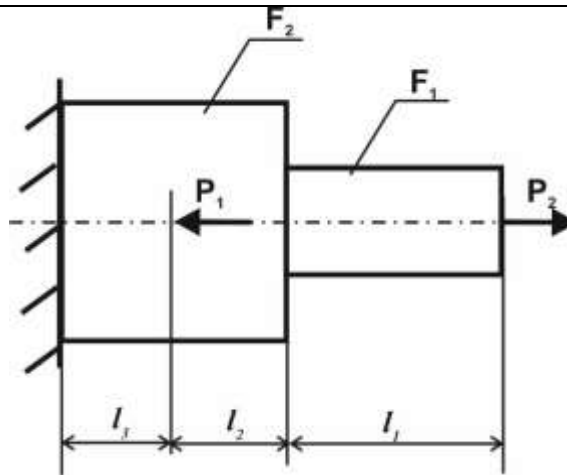
9.8

К ступенчатому стержню, жестко заземленному 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 ГПа .

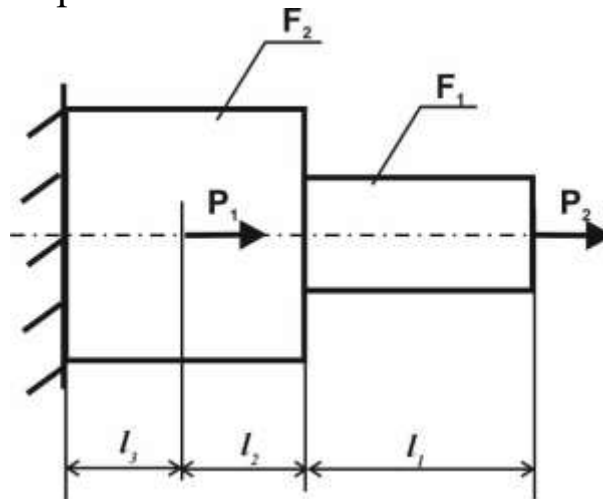


9.9

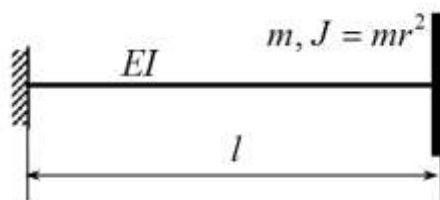
К ступенчатому стержню, жестко заземленному с одной стороны, имеющего площади поперечных сечений $F_1=5 \text{ см}^2$ и $F_2=12 \text{ см}^2$ приложены силы $P_1=48 \text{ кН}$ и $P_2=28 \text{ кН}$. Размеры стержня до деформации $l_1=0,5 \text{ м}$, $l_2=0,55 \text{ м}$, $l_3=0,7 \text{ м}$. Определить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

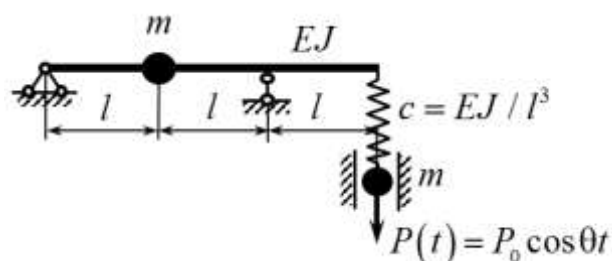


10 10.1 Определить собственные частоты и формы колебаний диска на консольном безынерционном стержне, $r = l/3$.



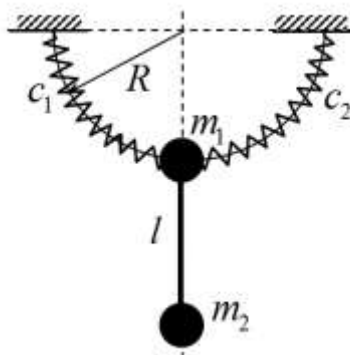
8

10.2 Найти значение θ , соответствующее антирезонансу.



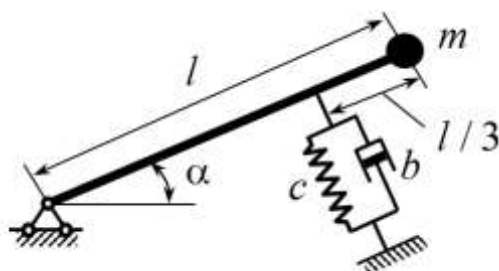
10.3

Масса m_2 при помощи безинерционного стержня длиной l подвешена к массе m_1 , скользящей по дуге радиуса R и связанной с пружинами. Найти собственные частоты и формы колебаний при $R = l$, $m_1 = m_2 = m$, $c_1 = c_2 = c$, $\frac{2c}{m} = \frac{g}{l} = \omega_0^2$



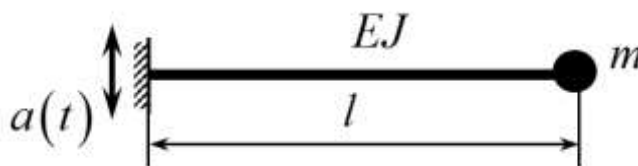
10.4

Изображено положение равновесия. Выбрать обобщенную координату. Получить уравнение малых колебаний. Найти решение при $q(0) = q_0$, $\dot{q}(0) = \dot{q}_0$



10.5

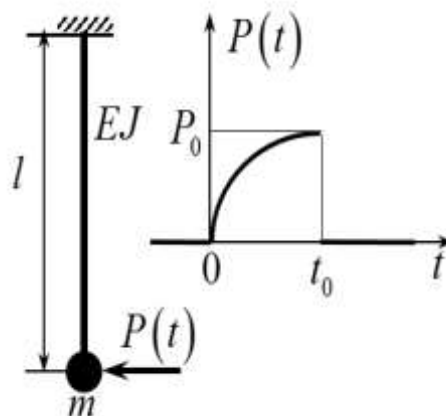
Определить амплитуду абсолютного ускорения сосредоточенной массы при кинематическом возбуждении опоры, которое изменяется по гармоническому закону $a(t) = a_0 \cos \theta t$.

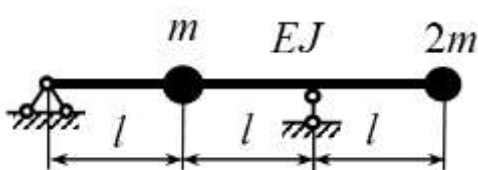
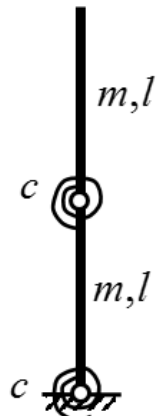
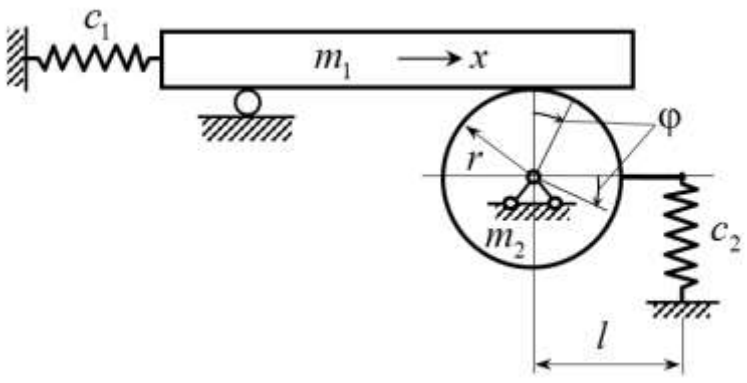
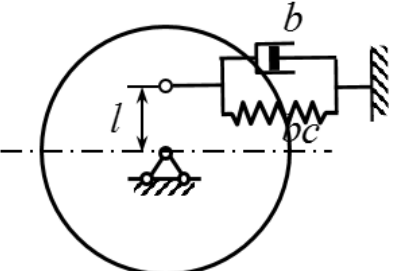


10.6

Найти перемещение массы при действии импульса

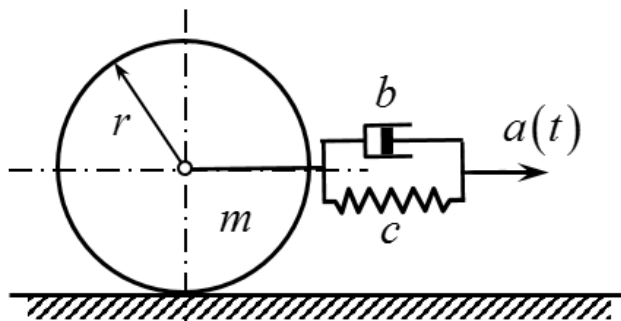
$$P(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ P_0 \sin \frac{\pi t}{2t_0}, & t \in [0, t_0] \\ 0 & t > t_0 \end{cases}$$



10.7	<p>Составить уравнения малых свободных колебаний. Найти собственные частоты и формы. Формы проиллюстрировать графически.</p> 	
10.8	<p>Составить уравнения малых свободных колебаний. Записать частотное уравнение и условие устойчивости (неопрокидывания).</p> 	
11.1	<p>Определить собственную частоту малых колебаний системы, состоящей из рейки массой m_1, которая движется по катку С без трения и по цилиндру радиуса r и массой m_2 без проскальзывания.</p> 	8
11.2	<p>Диск массой m и радиусом R может свободно вращаться на опоре и соединен с вязкоупругим амортизатором. Составить уравнение малых колебаний и определить частоту и период свободных колебаний.</p> 	

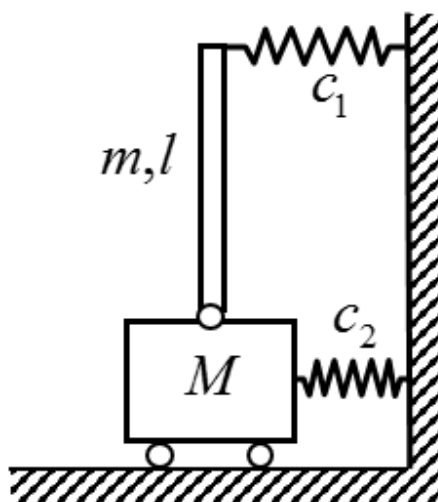
11.3

Цилиндр массой m и радиуса r может катиться без скольжения по горизонтальной плоскости. К оси цилиндра присоединен вязкоупругий амортизатор, другой конец которого перемещается по закону $a(t) = a_0 \cos \theta t$. Определить амплитуду колебаний цилиндра, если $m = 2$ кг, $r = 20$ см, $a_0 = 5$ мм, $c = 200$ Н/м, $b = 25$ Нс/м, $\theta = 1,5$ с⁻¹.



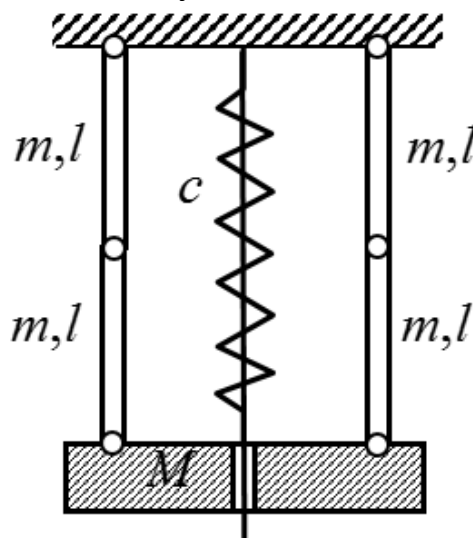
11.4

Составить уравнения колебаний. Определить собственные частоты, если $M = 100$ кг, $m = 10$ кг, $l = 1$ м, $c_1 = 10^3$ Н/м, $c_2 = 10^4$ Н/м



11.5

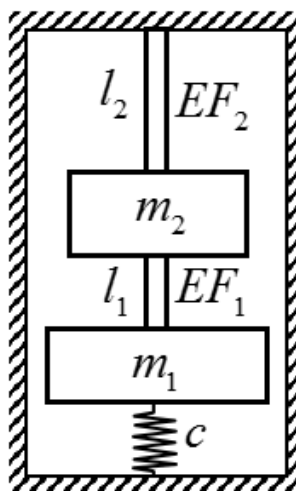
Для стержневой системы с грузом в квадратичном приближении составить выражения для кинетической и потенциальной энергии. Определить частоту колебаний.



11.6

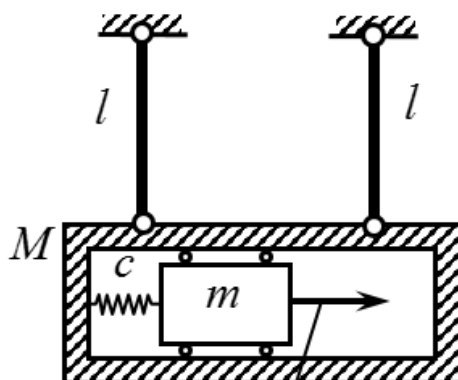
Составить уравнения малых вертикальных колебаний. Определить собственные частоты и формы колебаний. Доказать ортогональность форм.

Принять $m_1 = 2m_2 = m$, $l_2 = 2l_1 = l$, $EF_1 = EF_2 = EF$, $c = \frac{EF}{2l}$.



11.7

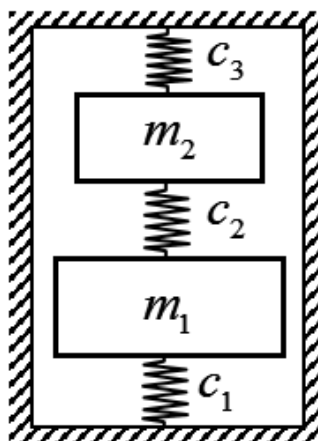
Составить уравнения вынужденных колебаний в линейном приближении. Найти решение в классе установившихся вынужденных колебаний.

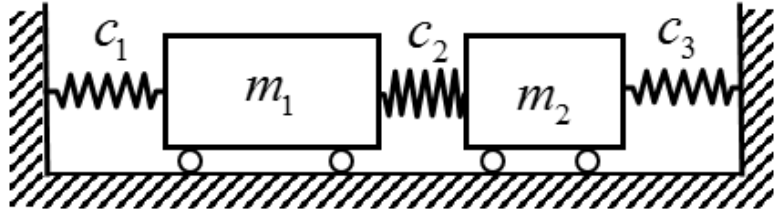
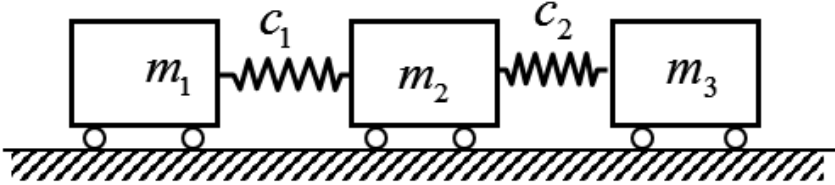
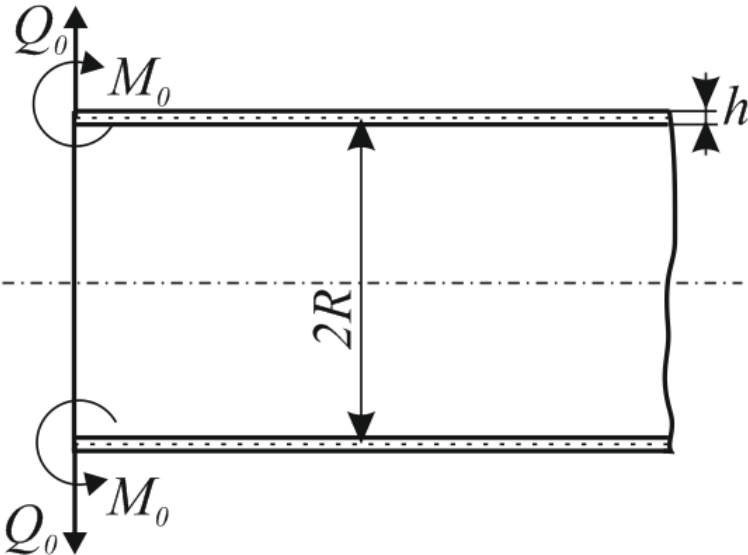


$$P(t) = P_0 \cos \theta t$$

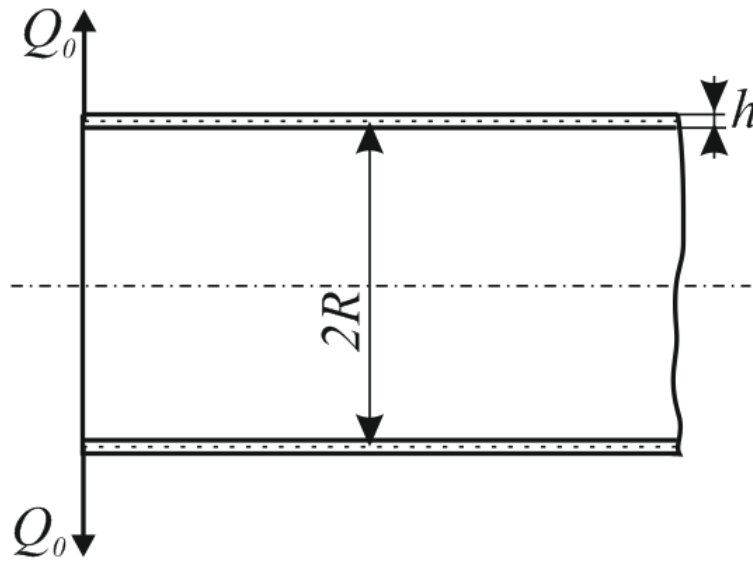
11.8

Определить собственные частоты и формы колебаний системы грузов, если $m_1 = 20$ кг, $m_2 = 8$ кг, $c_1 = c_3 = 8$ кН/м, $c_2 = 4$ кН/м



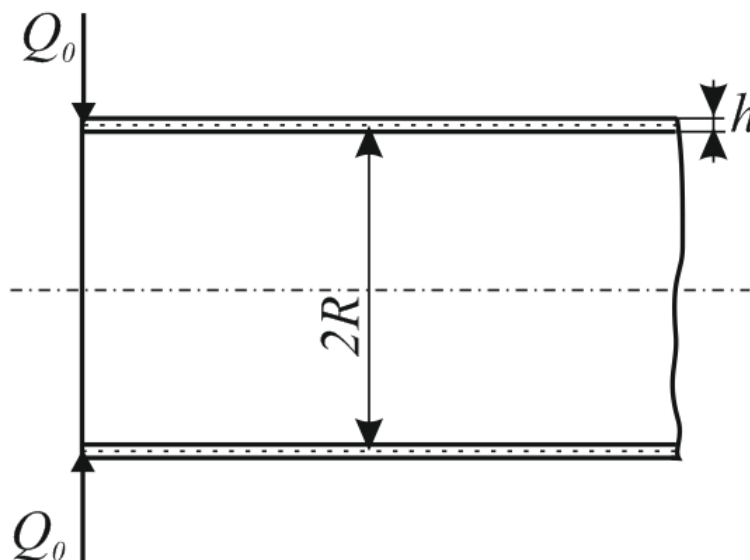
	11.9	<p>Найти собственные частоты и формы колебаний при $m_1 = 2m_2 = 2m$, $c_1 = c_3 = c$, $c_2 = 2c$</p> 	
	11.10	<p>Три вагона массами m_1, m_2, m_3 соединены сцепками жесткостью c_1 и c_2. Найти собственные частоты для случая $m_1 = m_2 = m_3 = m$, $c_1 = c_2 = c$</p> 	
12	12.1	<p>Длинная оболочка 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 $Q_0=100$ кН/м, $M_0=50$ кН, $R=50$ см, $h=3$ см, $E=200$ ГПа, $\nu=0,3$</p> 	8
	12.2	<p>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.</p>	

Принять $Q_0=80$ кН/м, $R=60$ см, $h=3$ см, $E=200$ ГПа, $\nu=0,3$



12.3

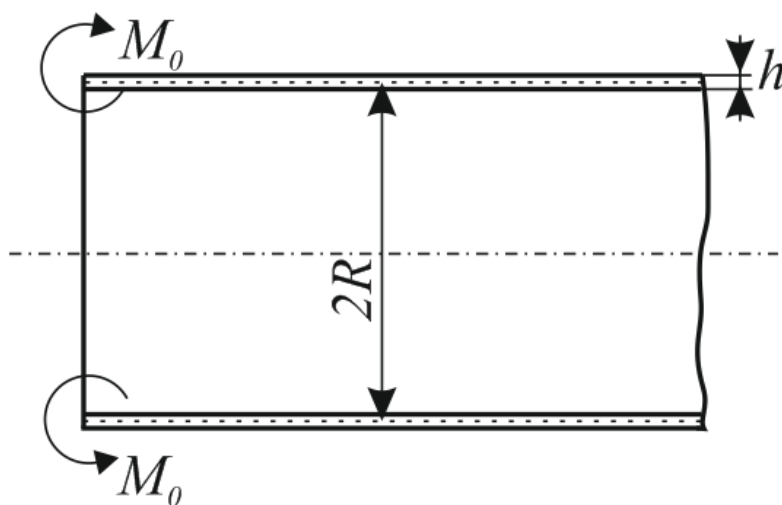
Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными поперечными силами Q_0 по торцу. Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять $Q_0=50$ кН/м, $R=30$ см, $h=2$ см, $E=200$ ГПа, $\nu=0,3$



12.4

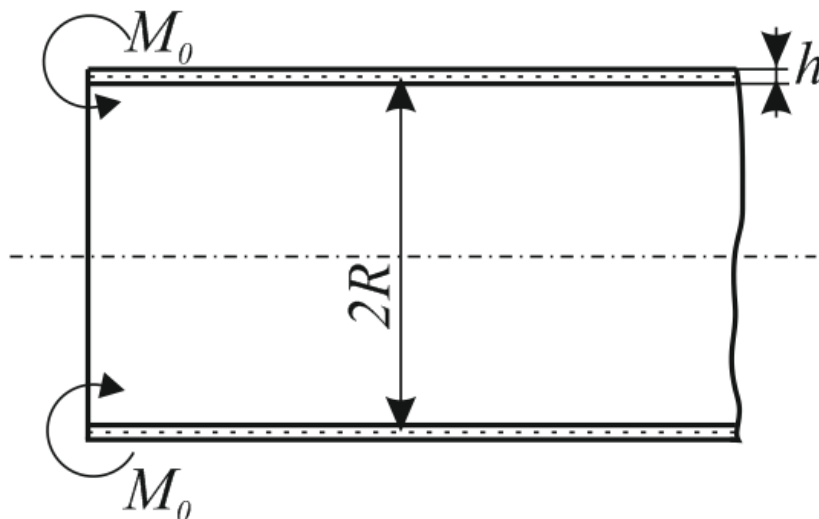
Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными изгибающими моментами M_0 по торцу. Используя теорию краевого эффекта найти

прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении.
Принять $M_0=60$ кН, $R=40$ см, $h=2$ см, $E=200$ ГПа, $\nu=0,3$



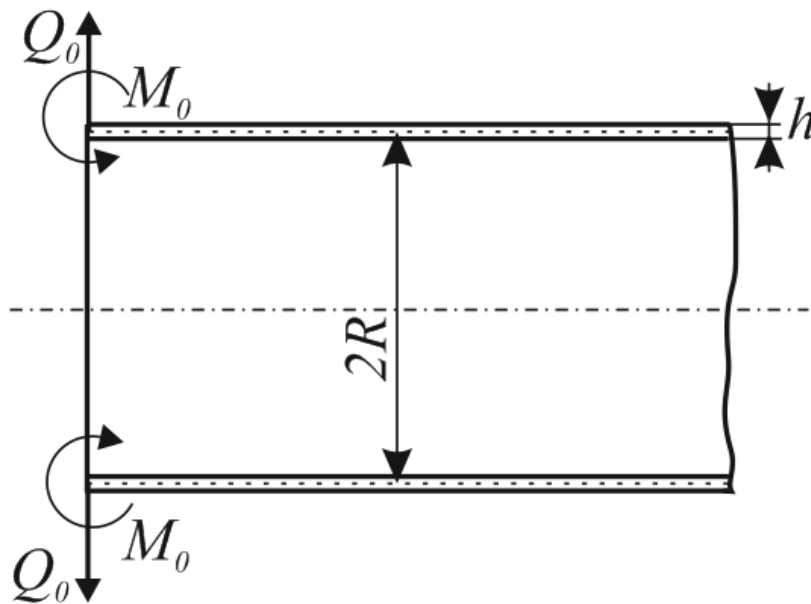
12.5

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, $\nu=0,3$



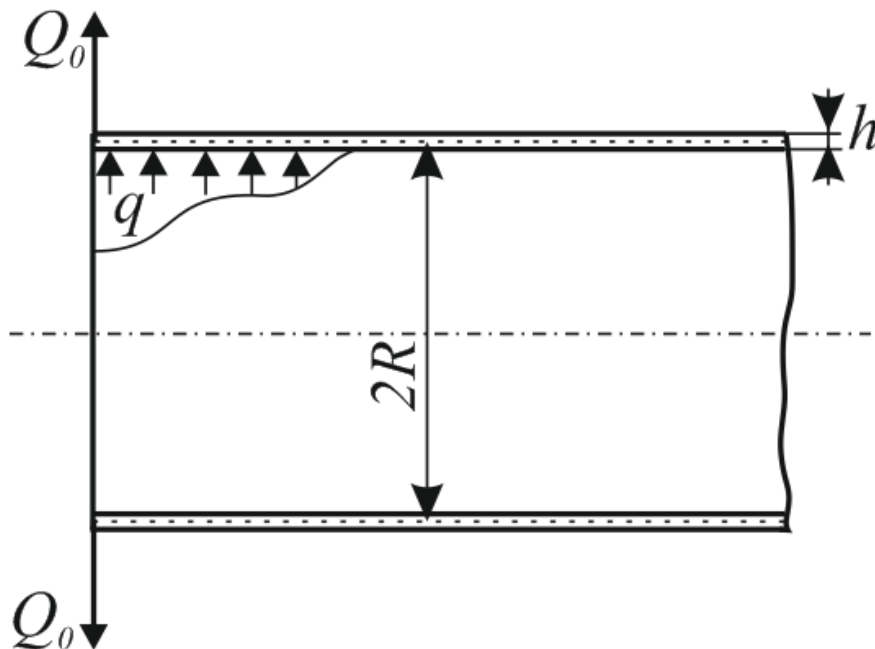
12.6

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, $\nu=0,3$



12.7

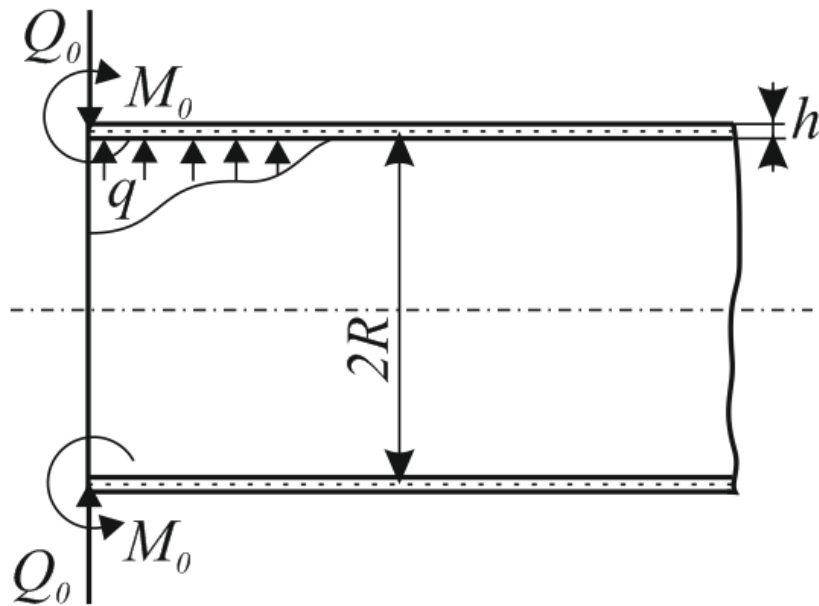
Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными поперечными силами Q_0 по торцу и внутренним давлением q . Используя теорию краевого эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять $Q_0=80$ кН/м, $q=5$ МПа, $R=40$ см, $h=2$ см, $E=200$ ГПа, $\nu=0,3$



12.8

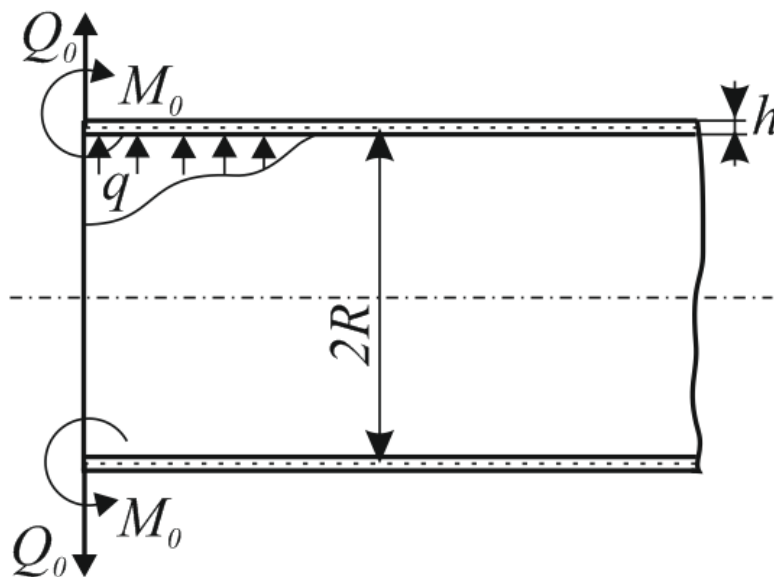
Длинная оболочка с круглым поперечным сечением нагружена погонными изгибающими моментами M_0 и погонными поперечными силами Q_0 по торцу и внутренним давлением q . Используя теорию краевого

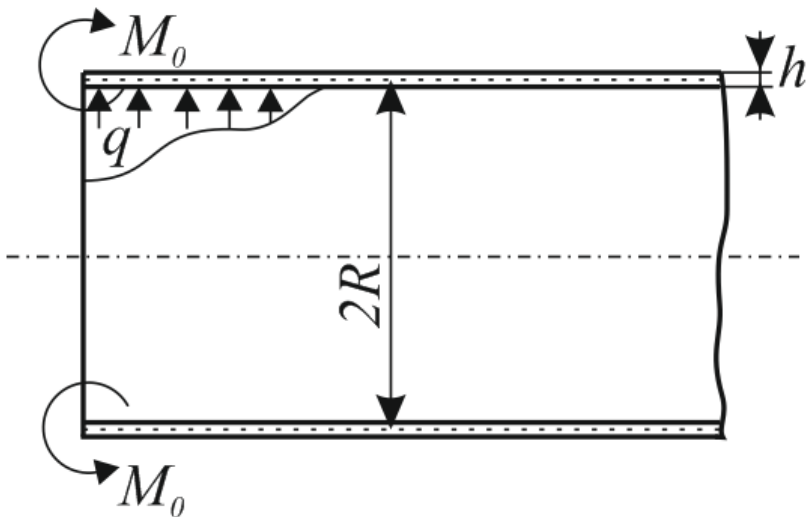
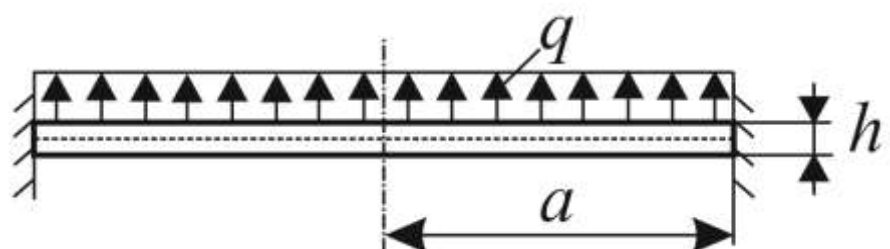
эффекта найти прогиб цилиндрической оболочки в торцевом сечении. Принять $Q_0=70$ кН/м, $M_0=30$ кН, $q=3$ МПа, $R=60$ см, $h=1$ см, $E=200$ ГПа, $\nu=0,3$



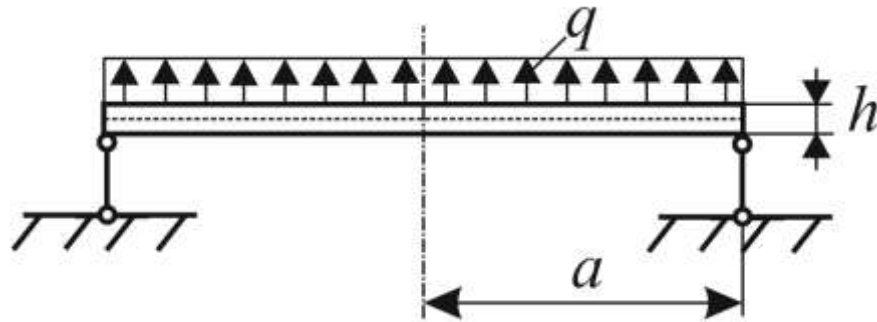
12.9

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, $\nu=0,3$



	12.10	<p>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, $\nu=0,3$</p> 	
13	13.1	<p>Круглая пластинка ($a=0,5$ м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ($q=0,5$ 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 $\mu=0,3$</p> 	10
	13.2	<p>Круглая пластинка ($a=1$ м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ($q=0,1$ 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</p>	

$h=4$ см, модуль Юнга $E=210$ ГПа, коэффициент Пуассона $\mu=0,31$



13.3

Кольцевая пластинка ($a=0,6$ м, $b=0,1$ м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ($q=0,3$ 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 $\mu=0,3$



13.4

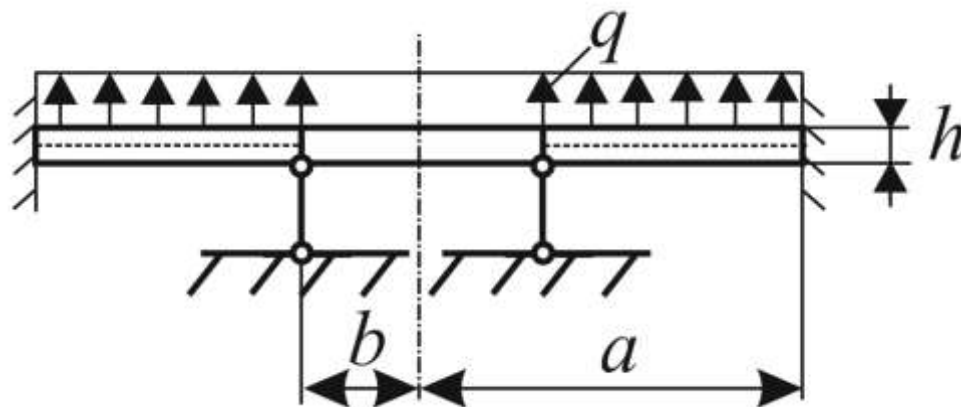
Кольцевая пластинка ($a=0,5$ м, $b=0,25$ м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ($q=0,2$ МПа) по всей её площади. Построить эпюры прогиба w , окружных и радиальных изгибающих моментов. Используя критерий Сен-Венана проверить прочность пластинки ($[\sigma]=160$ МПа). Принять толщину пластинки $h=3$ см, модуль Юнга $E=210$ ГПа, коэффициент Пуассона $\mu=0,31$



13.5

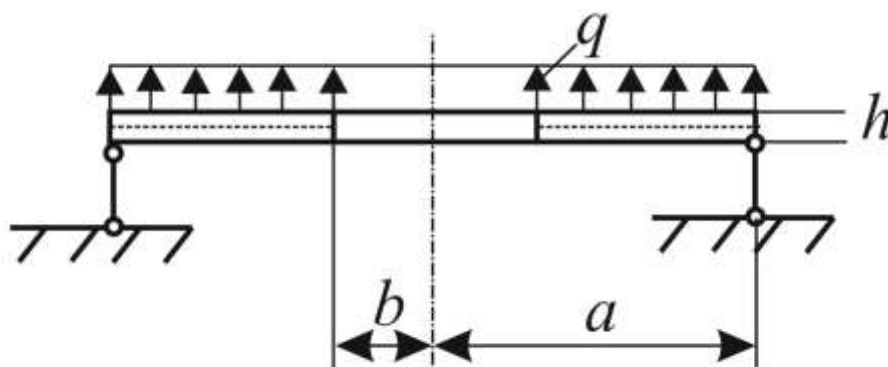
Кольцевая пластинка ($a=0,8$ м, $b=0,4$ м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ($q=0,4$

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 $h=4$ см, модуль Юнга $E=200$ ГПа, коэффициент Пуассона $\mu=0,3$



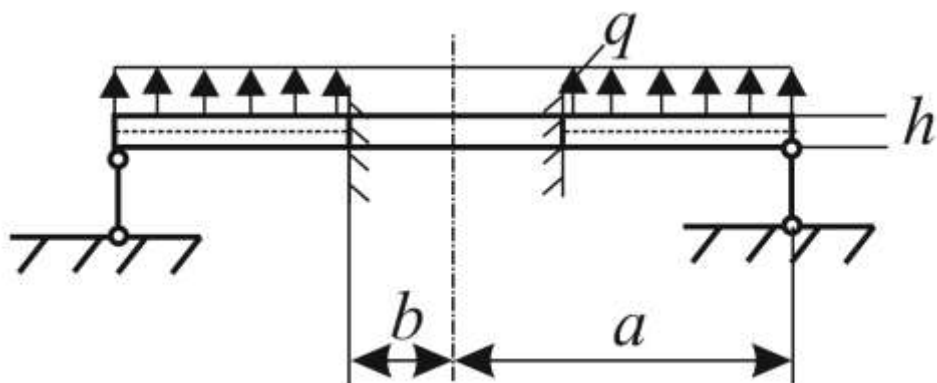
13.6

Кольцевая пластинка ($a=1$ м, $b=0,4$ м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ($q=0,15$ 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 $\mu=0,3$



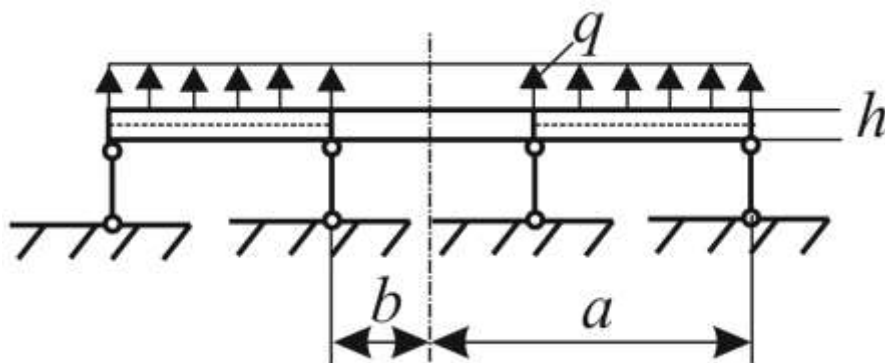
13.7

Кольцевая пластинка ($a=1,2$ м, $b=0,5$ м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ($q=0,2$ 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 $\mu=0,3$



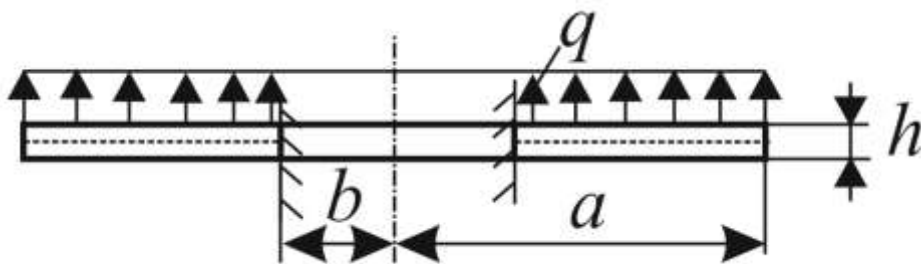
13.8

Кольцевая пластинка ($a=1,2$ м, $b=0,4$ м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ($q=0,25$ 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 $h=6$ см, модуль Юнга $E=210$ ГПа, коэффициент Пуассона $\mu=0,31$



13.9

Кольцевая пластинка ($a=0,9$ м, $b=0,2$ м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ($q=0,3$ 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 $h=5$ см, модуль Юнга $E=200$ ГПа, коэффициент Пуассона $\mu=0,3$



13.10

Кольцевая пластинка ($a=1,4$ м, $b=0,8$ м) находится под действием равномерно распределённой нагрузки ($q=0,2$ 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 $h=6$ см, модуль Юнга $E=210$ ГПа, коэффициент Пуассона $\mu=0,31$

