

либо тормозящей.

С учетом  $\frac{dJ}{dR} = \frac{2\pi \cdot H \cdot \gamma_0}{g} \cdot R^2$ , формула (23) примет вид:

$$M_{\text{дин}} = J_0 \left( \frac{a}{\rho} + \frac{\theta^2}{\rho^2 R} \cdot L + \frac{\theta^2}{\rho^3} \cdot e \cdot \sin\varphi \right) - \frac{\theta^2 \cdot \pi \cdot \gamma_0 \cdot H}{g} \cdot L, \quad (24)$$

Для режима установившегося движения, когда  $a=0$ , из формулы (24) соответственно получим:

$$M_{\text{дин}} = J_0 \left( \frac{\theta^2}{\rho^2 R} \cdot L + \frac{\theta^2}{\rho^3} \cdot e \cdot \sin\varphi \right) - \frac{\theta^2 \cdot \pi \cdot \gamma_0 \cdot H}{g} \cdot L, \quad (25)$$

**Выводы:** Таким образом, получены зависимости, позволяющие определить динамические составляющие для двух моделей намотки (идеальная и эксцентричная), которые возможны при эксплуатации сновальной и шлихтовальной машин. Как было указано выше, определение динамических компонентов дает возможность более точно спроектировать и рассчитать параметры работы авторегулятора тормозных систем.

Нам удалось установить, что при эксцентричной модели, в отличие от идеальной, изменение угловой скорости приводит к появлению третьей составляющей, которая подчиняется гармоническому закону и, следовательно, в течение каждого оборота сновального валика меняет свой знак с положительного на отрицательный. Таким образом, в определенных положениях эта составляющая должна быть либо движущей, либо тормозящей.

#### Список литературы

1. Джаманкулов К.Д. Стабилизация процесса наматывания и сматывания пряжи в сновальных и шлихтовальных машинах. – Дис. ... докт. техн. наук: 05.19.03 – Кострома: КТИ, 1990, - 442 с.
2. Зайцев В.П. Исследование структуры намотки и процесса формирования партионных сновальных паковок. – Дис. ... канд. техн. наук: 05.19.03 – Л: ЛИТЛП им. С.М. Кирова, 1970, – 190 с.
3. Тюрин А.А. Конструкции и расчет полиграфических машин, книга IV. Ротационные печатные машины. – М.: Искусство, 1954. – 383 с.
4. Мешеряков В.Н. Усов С.В. Наблюдающее устройство в системе управления намоточными механизмами. Электротехнические комплексы и системы управления № 1/2011.
5. Маховер В.Л. Натяжение нитей основы на стойках шлихтовальных машин. – Ярославль: Ивановский текстильный институт им. М.В. Фрунзе, 1977. – 158 с.

#### References

1. Djamankulov KD The stabilization process of winding and unwinding yarn of warping and sizing machines. - Dis. ... Doctor. tehn. Sciences: 05.19.03 - Kostroma: KTI, 1990 - 442 p.
2. Zaitzev V.P. Investigation of the structure and the process of forming the winding parties of warping packages. – PhD (Engineering): 05.19.03 – L: Leningrad institute of textile and light industry named S.M. Kirov, 1970, – 190 p.
3. Tyurin A.A. Construction and calculation of printing machines, book IV. Rotary printing machines. - M.: Art, 1954. - 383 p.
4. Mesherykov V.N., Usov S.V. The observing device in a control system of coil winder. Electrical systems and manage systems № 1/2011.
5. Machover V.L. The tension of the warp threads on the racks sizing machines. - Yaroslavl: Ivanovo Textile Institute. M.V. Frunze, 1977. - 158 p.

УДК 621.01. 622.23

### ВЛИЯНИЕ УСИЛИЯ ПРИЖИМА КОРПУСА МЕХАНИЗМА МО-10 К ИНСТРУМЕНТУ НА ЕГО ДИНАМИКУ

*Арстанбек Алишер, студент 6-го курса, Кыргызско-Российский Славянский университет им. Б.Н. Ельцина, Кыргызстан, 720000, г. Бишкек, ул. Киевская, 44, e-mail: [alisherarstanbek@mail.ru](mailto:alisherarstanbek@mail.ru)*

Получены зависимости перемещения корпуса механизма относительно инструмента и усилия его прижима от коэффициента жесткости пружин. Для оценки влияния коэффициента жесткости пружин на динамику корпуса рассмотрен случай, когда их предварительный натяг отсутствует.

**Ключевые слова:** усилие прижима, колебания корпуса механизма, амплитуда колебаний.

### INFLUENCE OF THE MO-10 MECHANISM BODY PRESSING FORCE TO THE TOOL ON ITS DYNAMICS

*Arstanbek Alisher, student of the 6<sup>th</sup> course, Kyrgyz-Russian Slavic University named after B.N. Yeltsin, Kyrgyzstan, 720000, Bishkek city. E-mail: [alisherarstanbek@mail.ru](mailto:alisherarstanbek@mail.ru)*

Relations between the mechanism body motion relative to the tool, pressing force and the spring constant are defined. The case where there is no preliminary preload is considered to assess the effect of the spring constant on dynamics of the mechanism body.

**Keywords:** pressing force, fluctuations of the mechanism body, fluctuation amplitude.

В Институте машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР была создана отбойная машина МБ-10 [1], предназначенная для ликвидации зависания угольной мелочи на внутренних стенках угольных бункеров Бишкекской ТЭЦ.

Отбойная машина МБ-10 состоит из рамы 1 (рис. 1), на которой установлен асинхронный трехфазный электродвигатель 2 типа 4А80В4У3 с номинальной мощностью 1,5 кВт и частотой вращения  $n = 1420$  об/мин. Движение от двигателя передается через зубчатую передачу 3 с передаточным отношением  $i$  к кривошипно-коромысловому ударному механизму МО-10 4, с помощью которого наносится удар по инструменту 7, опирающемуся через пята 8 на поверхность бункера. Прижатие ударного механизма с инструментом к поверхности осуществляется пружинами 6. Усилие прижатия регулируется специальным пружинным устройством 5. Стакан опоры кривошипа 9 вставляется в отверстие пластины рамы 1. При соударениях происходят угловые колебания корпуса относительно оси стакана опоры кривошипа. Рама крепится к поверхности с помощью четырех стоек 10 и резьбовых соединений. Энергия удара через инструмент и пята передается к обрабатываемой поверхности, приводя к её колебаниям и обрушению частиц угля с её внутренней поверхности.

Из-за колебаний корпуса механизма при недостаточном усилии его прижима часть ударов может наноситься по инструменту, не прижатому к обрабатываемой поверхности. При этом инструмент, приобретая некоторую скорость, наносит удар по корпусу механизма, что приводит к преждевременному разрушению инструмента и корпуса.

При большом усилии прижима корпус после отскока от инструмента возвращается к нему с некоторой скоростью, нанося удар по инструменту, что также приводит к преждевременному разрушению инструмента и корпуса.

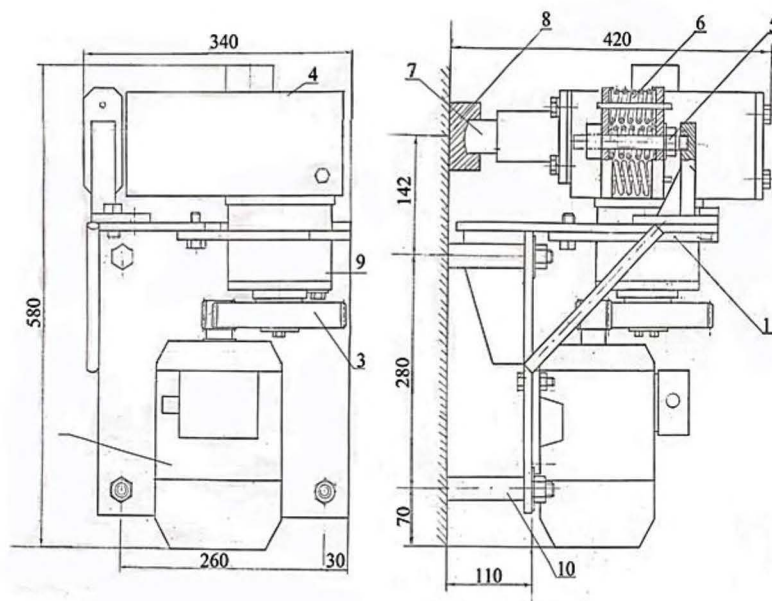


Рис. 1.

В связи с этим одной из задач является определение рационального усилия прижима ударного механизма к инструменту. В машине МБ-10 максимальное усилие прижима определяется произведением коэффициента жесткости пружин на амплитуду колебаний, которая в свою очередь зависит от этого коэффициента. В данной работе устанавливаются взаимосвязи амплитуды колебаний корпуса и усилий его прижима от коэффициента жесткости пружин.

Расчетная схема рассматриваемой системы показана на рис. 2. Она состоит из корпуса 1, внутри которого расположен кривошипно-коромысловый механизм, коромысло-боек 2 которого, вращаясь вокруг оси D, наносит удар по инструменту 3. Ось кривошипа А установлена в стакане с подшипниками 6. При этом в процессе работы ударного механизма его корпус может поворачиваться относительно оси А.

На систему действуют следующие силы:  $P_n$  – это упругая сила, действующая на корпус со стороны пружины;  $R_{1x}, R_{1y}$  – реакции в опоре кривошипа;  $R_{3x}, R_{3y}$  – реакции в опоре коромысла;  $P_k$  – сила, возникающая при соударении корпуса с ограничительным буртиком инструмента;  $P$  – ударная сила, которая передается на

корпус механизма через опору коромысла и учитывается ударной реакцией в опоре Q.

Центр тяжести механизма находится приблизительно на оси x кривошипа. Поэтому при составлении уравнения движения корпуса механизма относительно оси A сила тяжести и реакции в опоре кривошипа моментов сил не дают. С учетом этого уравнение движения имеет следующий вид

$$J\ddot{\varphi} + c(\varphi + a)l = M, \tag{1}$$

где  $\varphi$  – обобщенная координата, в качестве которой принимается угол поворота корпуса относительно оси A; J – момент инерции всего механизма относительно оси A; c – коэффициент жесткости пружин; l – плечо упругой силы  $P_n$  относительно оси A; a – предварительная деформация пружин; M – вынуждающий момент, равный моменту сил от реакций в опоре коромысла [2].

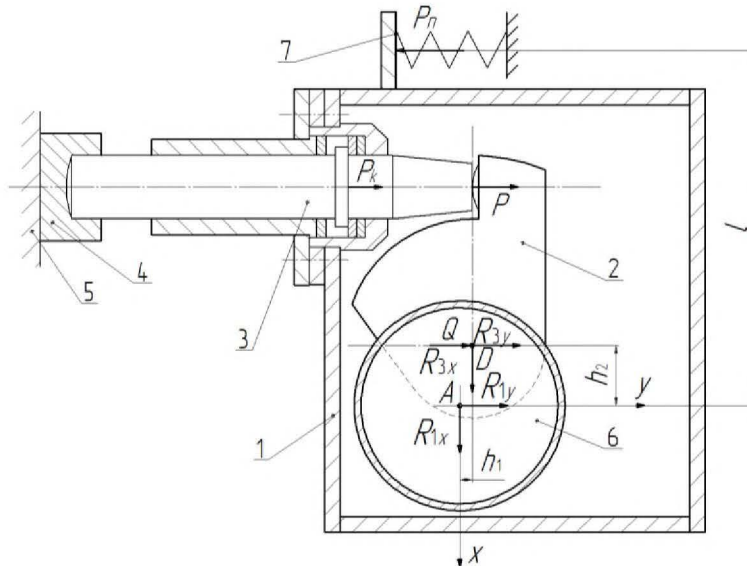


Рис. 2

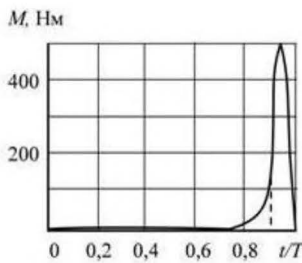


Рис. 3

График изменения во времени момента M (рис. 3) был построен ранее в работе [2]. Его на интервале одного цикла движения механизма аппроксимировали кусочно-линейной функцией вида:

$$\begin{aligned} 0 < t < t_1, \quad M &= 0, \\ t_1 < t < T, \quad M &= H \sin \mu t, \end{aligned}$$

где  $\mu$  – частота вынуждающей нагрузки, определяемая из условия, что половина периода колебаний момента на этом участке равна  $T - t_1$ ; H – амплитуда вынуждающей нагрузки. Далее примем  $\mu = 5\omega$ .

В соответствии с принятой аппроксимацией уравнение движения (1) распадается на два

$$\ddot{\varphi}_1 + k^2 \varphi_1 = -k^2 \varphi_0, \quad \text{при } 0 < t < t_1 \tag{2}$$

$$\ddot{\varphi}_2 + k^2 \varphi_2 = \frac{H}{J} \sin 5\omega t - k^2 \varphi_0, \quad \text{при } t_1 < t < T, \tag{3}$$

где  $k^2 = cl^2/J$ ,  $\varphi_0 = a/l$ .

Решением этих уравнений являются функции:

$$\varphi_1(t) = A_{1i} \sin kt + A_{2i} \cos kt - \varphi_0;$$

$$\varphi_2(t) = B_{1i} \sin kt + B_{2i} \cos kt + C_{1i} \sin \mu t + C_{2i} \cos \mu t - \varphi_0,$$

где i – номер цикла движения.

Постоянные интегрирования A, B и C находятся из начальных условий:

$$\varphi_{1i}(0) = \varphi_{2(i-1)}(T); \quad \dot{\varphi}_{1i}(0) = \dot{\varphi}_{2(i-1)}(T);$$

$$\varphi_{2i}(t_1) = \varphi_{1i}(t_1); \quad \dot{\varphi}_{2i}(t_1) = \dot{\varphi}_{1i}(t_1).$$

и определяются соотношениями

$$A_{11} = 0; \quad A_{21} = \varphi_0;$$

либо тормозящей.

С учетом  $\frac{dJ}{dR} = \frac{2\pi \cdot H \cdot \gamma_0}{g} \cdot R^2$ , формула (23) примет вид:

$$M_{\text{дин}} = J_0 \left( \frac{a}{\rho} + \frac{\theta^2}{\rho^2 R} \cdot L + \frac{\theta^2}{\rho^3} \cdot e \cdot \sin\varphi \right) - \frac{\theta^2 \cdot \pi \cdot \gamma_0 \cdot H}{g} \cdot L, \quad (24)$$

Для режима установившегося движения, когда  $a=0$ , из формулы (24) соответственно получим:

$$M_{\text{дин}} = J_0 \left( \frac{\theta^2}{\rho^2 R} \cdot L + \frac{\theta^2}{\rho^3} \cdot e \cdot \sin\varphi \right) - \frac{\theta^2 \cdot \pi \cdot \gamma_0 \cdot H}{g} \cdot L, \quad (25)$$

**Выводы:** Таким образом, получены зависимости, позволяющие определить динамические составляющие для двух моделей намотки (идеальная и эксцентричная), которые возможны при эксплуатации сновальной и шлихтовальной машин. Как было указано выше, определение динамических компонентов дает возможность более точно спроектировать и рассчитать параметры работы авторегулятора тормозных систем.

Нам удалось установить, что при эксцентричной модели, в отличие от идеальной, изменение угловой скорости приводит к появлению третьей составляющей, которая подчиняется гармоническому закону и, следовательно, в течение каждого оборота сновального валика меняет свой знак с положительного на отрицательный. Таким образом, в определенных положениях эта составляющая должна быть либо движущей, либо тормозящей.

#### Список литературы

1. Джаманкулов К.Д. Стабилизация процесса наматывания и сматывания пряжи в сновальных и шлихтовальных машинах. – Дис. ... докт. техн. наук: 05.19.03 – Кострома: КТИ, 1990, - 442 с.
2. Зайцев В.П. Исследование структуры намотки и процесса формирования партионных сновальных паковок. – Дис. ... канд. техн. наук: 05.19.03 – Л: ЛИТЛП им. С.М. Кирова, 1970, – 190 с.
3. Тюрин А.А. Конструкции и расчет полиграфических машин, книга IV. Ротационные печатные машины. – М.: Искусство, 1954. – 383 с.
4. Мещеряков В.Н. Усов С.В. Наблюдающее устройство в системе управления намоточными механизмами. Электротехнические комплексы и системы управления № 1/2011.
5. Маховер В.Л. Натяжение нитей основы на стойках шлихтовальных машин. – Ярославль: Ивановский текстильный институт им. М.В. Фрунзе, 1977. – 158 с.

#### References

1. Djamankulov KD The stabilization process of winding and unwinding yarn of warping and sizing machines. - Dis. ... Doctor. tehn. Sciences: 05.19.03 - Kostroma: KTI, 1990 - 442 p.
2. Zaitzev V.P. Investigation of the structure and the process of forming the winding parties of warping packages. – PhD (Engineering): 05.19.03 – L: Leningrad institute of textile and light industry named S.M. Kirov, 1970, – 190 p.
3. Tyurin A.A. Construction and calculation of printing machines, book IV. Rotary printing machines. - M.: Art, 1954. - 383 p.
4. Mesherykov V.N., Usov S.V. The observing device in a control system of coil winder. Electrical systems and manage systems № 1/2011.
5. Machover V.L. The tension of the warp threads on the racks sizing machines. - Yaroslavl: Ivanovo Textile Institute. M.V. Frunze, 1977. - 158 p.

УДК 621.01. 622.23

### ВЛИЯНИЕ УСИЛИЯ ПРИЖИМА КОРПУСА МЕХАНИЗМА МО-10 К ИНСТРУМЕНТУ НА ЕГО ДИНАМИКУ

*Арстанбек Алишер, студент 6-го курса, Кыргызско-Российский Славянский университет им. Б.Н. Ельцина, Кыргызстан, 720000, г. Бишкек, ул. Киевская, 44, e-mail: [alisherarstanbek@mail.ru](mailto:alisherarstanbek@mail.ru)*

Получены зависимости перемещения корпуса механизма относительно инструмента и усилия его прижима от коэффициента жесткости пружин. Для оценки влияния коэффициента жесткости пружин на динамику корпуса рассмотрен случай, когда их предварительный натяг отсутствует.

**Ключевые слова:** усилие прижима, колебания корпуса механизма, амплитуда колебаний.

### INFLUENCE OF THE MO-10 MECHANISM BODY PRESSING FORCE TO THE TOOL ON ITS DYNAMICS

*Arstanbek Alisher, student of the 6<sup>th</sup> course, Kyrgyz-Russian Slavic University named after B.N. Yeltsin, Kyrgyzstan, 720000, Bishkek city. E-mail: [alisherarstanbek@mail.ru](mailto:alisherarstanbek@mail.ru)*

Relations between the mechanism body motion relative to the tool, pressing force and the spring constant are defined. The case where there is no preliminary preload is considered to assess the effect of the spring constant on dynamics of the mechanism body.

**Keywords:** pressing force, fluctuations of the mechanism body, fluctuation amplitude.

В Институте машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР была создана отбойная машина МБ-10 [1], предназначенная для ликвидации зависания угольной мелочи на внутренних стенках угольных бункеров Бишкекской ТЭЦ.

Отбойная машина МБ-10 состоит из рамы 1 (рис. 1), на которой установлен асинхронный трехфазный электродвигатель 2 типа 4А80В4У3 с номинальной мощностью 1,5 кВт и частотой вращения  $n = 1420$  об/мин. Движение от двигателя передается через зубчатую передачу 3 с передаточным отношением  $i$  к кривошипно-коромысловому ударному механизму МО-10 4, с помощью которого наносится удар по инструменту 7, опирающемуся через пята 8 на поверхность бункера. Прижатие ударного механизма с инструментом к поверхности осуществляется пружинами 6. Усилие прижатия регулируется специальным пружинным устройством 5. Стакан опоры кривошипа 9 вставляется в отверстие пластины рамы 1. При соударениях происходят угловые колебания корпуса относительно оси стакана опоры кривошипа. Рама крепится к поверхности с помощью четырех стоек 10 и резьбовых соединений. Энергия удара через инструмент и пята передается к обрабатываемой поверхности, приводя к её колебаниям и обрушению частиц угля с её внутренней поверхности.

Из-за колебаний корпуса механизма при недостаточном усилии его прижима часть ударов может наноситься по инструменту, не прижатому к обрабатываемой поверхности. При этом инструмент, приобретая некоторую скорость, наносит удар по корпусу механизма, что приводит к преждевременному разрушению инструмента и корпуса.

При большом усилии прижима корпус после отскока от инструмента возвращается к нему с некоторой скоростью, нанося удар по инструменту, что также приводит к преждевременному разрушению инструмента и корпуса.

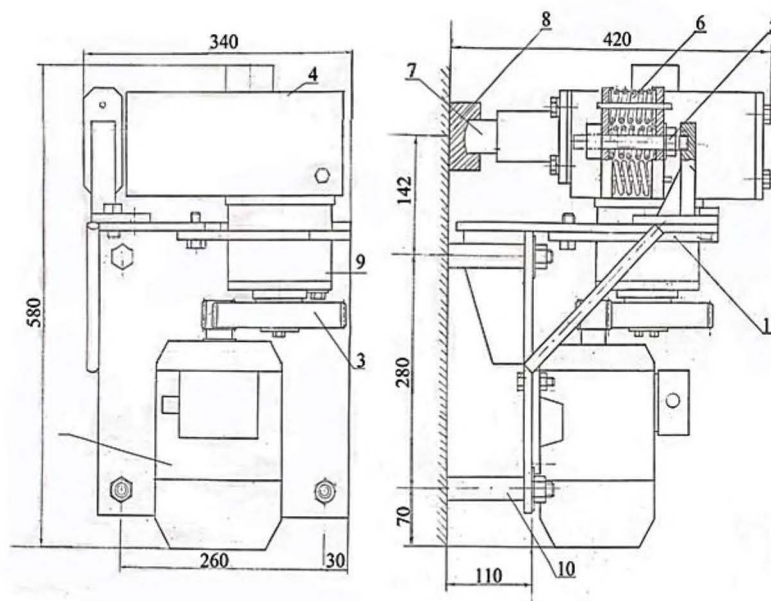


Рис. 1.

В связи с этим одной из задач является определение рационального усилия прижима ударного механизма к инструменту. В машине МБ-10 максимальное усилие прижима определяется произведением коэффициента жесткости пружин на амплитуду колебаний, которая в свою очередь зависит от этого коэффициента. В данной работе устанавливаются взаимосвязи амплитуды колебаний корпуса и усилий его прижима от коэффициента жесткости пружин.

Расчетная схема рассматриваемой системы показана на рис. 2. Она состоит из корпуса 1, внутри которого расположен кривошипно-коромысловый механизм, коромысло-боек 2 которого, вращаясь вокруг оси D, наносит удар по инструменту 3. Ось кривошипа А установлена в стакане с подшипниками 6. При этом в процессе работы ударного механизма его корпус может поворачиваться относительно оси А.

На систему действуют следующие силы:  $P_n$  – это упругая сила, действующая на корпус со стороны пружины;  $R_{1x}, R_{1y}$  – реакции в опоре кривошипа;  $R_{3x}, R_{3y}$  – реакции в опоре коромысла;  $P_k$  – сила, возникающая при соударении корпуса с ограничительным буртиком инструмента;  $P$  – ударная сила, которая передается на

корпус механизма через опору коромысла и учитывается ударной реакцией в опоре Q.

Центр тяжести механизма находится приблизительно на оси x кривошипа. Поэтому при составлении уравнения движения корпуса механизма относительно оси A сила тяжести и реакции в опоре кривошипа моментов сил не дают. С учетом этого уравнение движения имеет следующий вид

$$J\ddot{\varphi} + c(\varphi + a)l = M, \tag{1}$$

где  $\varphi$  – обобщенная координата, в качестве которой принимается угол поворота корпуса относительно оси A; J – момент инерции всего механизма относительно оси A; c – коэффициент жесткости пружин; l – плечо упругой силы  $P_n$  относительно оси A; a – предварительная деформация пружин; M – вынуждающий момент, равный моменту сил от реакций в опоре коромысла [2].

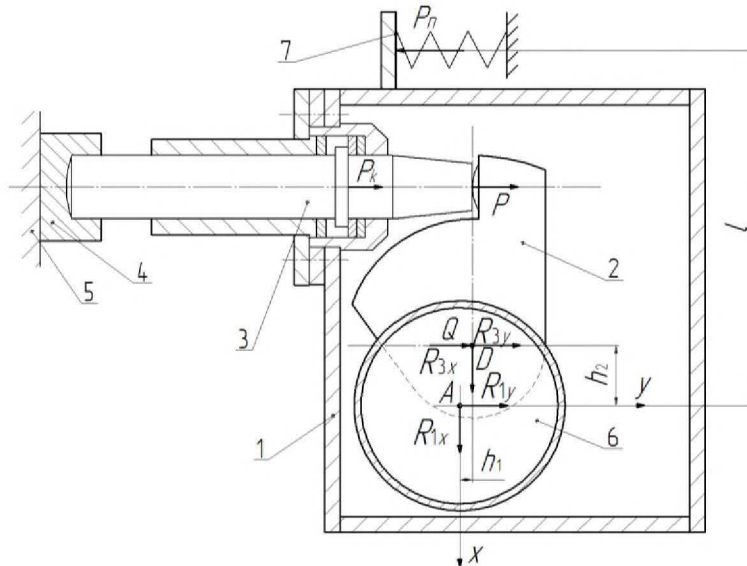


Рис. 2

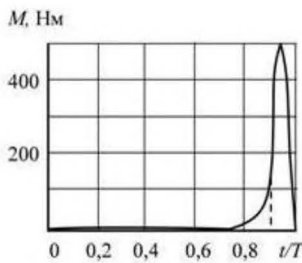


Рис. 3

График изменения во времени момента M (рис. 3) был построен ранее в работе [2]. Его на интервале одного цикла движения механизма аппроксимировали кусочно-линейной функцией вида:

$$\begin{aligned} 0 < t < t_1, \quad M &= 0, \\ t_1 < t < T, \quad M &= H \sin \mu t, \end{aligned}$$

где  $\mu$  – частота вынуждающей нагрузки, определяемая из условия, что половина периода колебаний момента на этом участке равна  $T - t_1$ ; H – амплитуда вынуждающей нагрузки. Далее примем  $\mu = 5\omega$ .

В соответствии с принятой аппроксимацией уравнение движения (1) распадается на два

$$\ddot{\varphi}_1 + k^2 \varphi_1 = -k^2 \varphi_0, \quad \text{при } 0 < t < t_1 \tag{2}$$

$$\ddot{\varphi}_2 + k^2 \varphi_2 = \frac{H}{J} \sin 5\omega t - k^2 \varphi_0, \quad \text{при } t_1 < t < T, \tag{3}$$

где  $k^2 = cl^2/J$ ,  $\varphi_0 = a/l$ .

Решением этих уравнений являются функции:

$$\varphi_1(t) = A_{1i} \sin kt + A_{2i} \cos kt - \varphi_0;$$

$$\varphi_2(t) = B_{1i} \sin kt + B_{2i} \cos kt + C_{1i} \sin \mu t + C_{2i} \cos \mu t - \varphi_0,$$

где i – номер цикла движения.

Постоянные интегрирования A, B и C находятся из начальных условий:

$$\varphi_{1i}(0) = \varphi_{2(i-1)}(T); \quad \dot{\varphi}_{1i}(0) = \dot{\varphi}_{2(i-1)}(T);$$

$$\varphi_{2i}(t_1) = \varphi_{1i}(t_1); \quad \dot{\varphi}_{2i}(t_1) = \dot{\varphi}_{1i}(t_1).$$

и определяются соотношениями

$$A_{11} = 0; \quad A_{21} = \varphi_0;$$