

УДК 622.23.05

Исманов М.М.*д.т.н., проф. Кыргызско-Узбекского Межд. универ. им. Б. Сыдыкова, Кыргызская Республика***Нурмаматов А.Т.***преп. Ошского технологического университета им. М.М. Адышева, Кыргызская Республика*

ТАШ КЕСҮҮЧҮ МАШИНАНЫН ЭШМЕ ЗЫМДУУ ЖУМУШЧУ ОРГАНЫНЫН ДИНАМИКАЛЫК ТЕҢ САЛМАКТУУЛУГУНУН ЖАНА БЕКЕМДИГИНИН ШАРТТАРЫ

Бул жумушта изилдөөнүн предмети болуп таш кесүүчү машинанын эшме зымдуу жумушчу органынын динамикалык тең салмактуулугунун жана бекемдигинин шарттары эсептелинет. Изилдөөнүн максаты - таш кесүүчү машинанын эшме зымдуу жумушчу органынын динамикалык тең салмактуулугунун жана бекемдигинин шарттарын аныктоо. Математикалык формулаларды өзгөртүп түзүү, алынган көз карандылыктарды талдоо ыкмалары колдонулган. Ташты кесүү жараянында эшме зымдуу жумушчу органдын динамикалык тең салмактуулугунун шарттары $\varepsilon_{III} = 0$, $a_K = 0$ учуру үчүн негизделген жана аларга ылайыктуу режимдик жана конструкциялык чоңдуктардын көз карандылыгы аныкталган. P_H кесүүчү эшме зымдын чыңалуу күчүн азайтуу үчүн, кесүүчү эшме зымдын кыймылынын ылдамдыгынын чоңдугун U_K жогорулатуу зарылдыгы аныкталган, аркан жумушчу органынын кубаттуулугу N_K туруктуу болгондо жана таш кесүү жараянында P_C каршылыгынын жалпы күчүн азайтуу зарылдыгы көрсөтүлгөн. Өз кезегинде эшме зымдын диаметрин d_T минималдаштыруу, ошондой эле P_C каршылык күчүн азайтуу жана эшме зымдын кыймылынын ылдамдыгын U_K жогорулатуу талап кылынары белгиленген. Эшме зымдуу жумушчу органдын динамикалык бекемдигинин шарттары формулировкаланган жана алардын негизинде анын минималдуу геометриялык чоңдуктарын тандоого сунуштар иштелип чыккан.

Негизги сөздөр: табигый таш; кесүү жараяны; динамикалык тең салмактуулук; динамикалык бекемдик; эшме зымдуу жумушчу орган; таш кесүүчү машина.

УСЛОВИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УРАВНОВЕШЕННОСТИ И ПРОЧНОСТИ КАНАТНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА КАМНЕРЕЗНОЙ МАШИНЫ

В данной работе предметом исследования является условия динамической уравновешенности и прочности канатного рабочего органа камнерезной машины. Цель исследования - определение условий динамической уравновешенности и прочности канатного рабочего органа камнерезной машины. Используются методы преобразования математических формул, анализа полученных зависимостей. Обоснованы условия динамической уравновешенности канатного рабочего органа в процессе резания камня, при $\varepsilon_{III} = 0$, $a_K = 0$ и определены зависимости соответствующих им режимных и конструктивных параметров. Выявлено, что для уменьшения силы натяжения режущего каната P_H , возникает необходимость увеличения величины скорости движения режущего каната U_K , при постоянной мощности привода канатного рабочего органа N_K и уменьшение суммарной силы сопротивления P_C в процессе резания камня. В свою очередь уменьшение диаметра каната d_T , также требует снижения P_C и увеличения параметра U_K . Сформулированы условия динамической прочности канатного рабочего органа и на их основе выработаны рекомендации к выбору их минимально допустимых геометрических параметров.

Ключевые слова: природный камень; процесс резания; динамическая уравновешенность; динамическая прочность; канатный рабочий орган; камнерезная машина.

CONDITIONS OF DYNAMIC BALANCE AND STRENGTH OF THE ROPE WORKING BODY OF THE STONE-CUTTING MACHINE

In this paper, the subject of research is the conditions of dynamic balance and strength of the rope working body of a stone-cutting machine. The purpose of the study is to determine the conditions of dynamic

balance and strength of the rope working body of a stone-cutting machine. The methods of converting mathematical formulas and analyzing the obtained dependencies are used. The conditions of dynamic equilibrium of the rope working body in the process of cutting stone, at $\varepsilon_{III} = 0$, $a_K = 0$, are substantiated and the dependences of the corresponding operating and design parameters are determined. It is revealed that in order to reduce the tension force of the cutting rope P_H , it becomes necessary to increase the speed of the cutting rope, with a constant drive power of the rope working body N_K and a decrease in the total resistance force P_C during the stone cutting process. In turn, reducing the diameter of the rope d_T also requires reducing the P_C and increasing the parameter v_K . The conditions of the dynamic strength of the rope working body are formulated and recommendations for the selection of their minimum permissible geometric parameters are developed on their basis.

Key words: natural stone; cutting process; dynamic balance; dynamic strength; rope working body; stone cutting machine.

Высокая производительность и надежность работы камнерезных машин обеспечиваются при рациональных конструктивных параметрах и режимах резания природного камня [1,2].

Как показывает практика [3–7], для достижения высокой производительности, камнерезные машины эксплуатируют в ускоренных режимах работы, которые в большинстве случаев назначаются интуитивно, без глубокого научного обоснования. При этом процесс резания природного камня сопровождается вынужденными колебаниями рабочих органов этих машин, значительно влияющими на надежность и производительность их работы. Эти колебания возникают вследствие физических особенностей процесса резания камня и погрешностей изготовления основных узлов и деталей этих машин.

Основной причиной возникновения вынужденных колебаний, обусловленных погрешностями изготовления основных узлов и деталей камнерезных машин, являются: дефекты в передачах, неточности в изготовлении вращающихся деталей привода и рабочего органа; нерациональные конструктивные параметры основных деталей и узлов; недостаточная виброустойчивость, динамическая неуравновешенность и прочность нагруженных рабочих органов камнерезных машин.

В связи с этим, возникает необходимость определения условий динамической уравновешенности и прочности рабочих органов камнерезных машин в процессе резания природного камня.

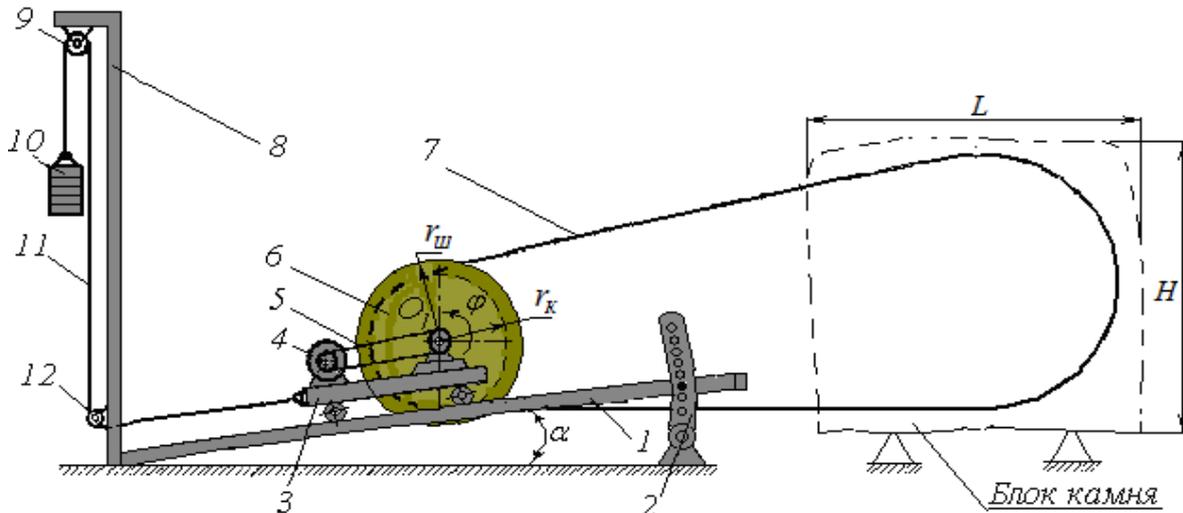
Рассмотрим камнерезную машину с канатными рабочими органами (рисунок 1).

Проведенный анализ зависимостей режимных и конструктивных параметров рабочих органов камнерезных машин показывают [8–14], что изменение величины углового ускорения рабочего шкива ε_{III} в значительных диапазонах вызывают дополнительных инерционных и динамических нагрузок на элементы канатного рабочего органа и другие узлы машины. Что приводит к появлению шума и вибрации камнерезной машины, снижению ее эксплуатационных показателей.

Следует отметить, что рациональный режим работы камнерезной машины с канатным рабочим органом (рисунок 1) обеспечивается при равномерном вращении рабочего шкива ($\varepsilon_{III} = 0$) и движении рабочей тележки камнерезной машины ($a_K = 0$). При этом шум и вибрация камнерезной машины в процессе резания камня незначительное, а величины инерционных и динамических нагрузок на элементы канатного рабочего органа будут минимальными.

В результате исследования динамики канатного рабочего органа получены уравнения, характеризующие зависимости углового ускорения рабочего шкива (ε_{III}) и линейного

ускорения рабочей тележки (a_K) камнерезной машины от конструктивных и режимных параметров канатного рабочего органа [15,16]:



1 – шасси; 2 – стойки для регулирования угла наклона шасси; 3 – рабочая тележка; 4 – электродвигатель; 5 – клиноременная передача; 6 – рабочий шкив; 7 – алмазный канат; 8 – вертикальная рама; 9,12 – шкивы; 10 – груз; 11 – трос.

Рисунок 1 – Конструктивная схема камнерезной машины с канатным рабочим органом

$$\varepsilon_{Ш} = \frac{2[(M_{Ш} - P_C \cdot r_K) \cdot m_M + (P_C - P_{II}) \cdot m_2 \cdot r_K \cdot \cos \alpha]}{m_1 \cdot r_{Ш}^2 \cdot m_M + 2m_2 \cdot r_K^2 \cdot (m_1 + m_T + m_2 \sin^2 \alpha)}, \quad (1)$$

$$a_K = \frac{(P_{II} - P_C) \cdot (m_1 r_{Ш}^2 \cdot m_M + 2m_2 r_K^2) + 2P_{II} \cdot m_2 r_K^2 \cdot (m_1 + m_3)}{m_M [m_1 r_{Ш}^2 \cdot m_M + 2m_2 r_K^2 \cdot (m_1 + m_T + m_2 \sin^2 \alpha)]} + \frac{2m_2 r_K \cdot m_M \cdot (P_C r_K - M_{Ш}) \cos \alpha}{m_M [m_1 r_{Ш}^2 \cdot m_M + 2m_2 r_K^2 \cdot (m_1 + m_T + m_2 \sin^2 \alpha)]}. \quad (2)$$

Проведенный анализ зависимостей углового ускорения рабочего шкива ($\varepsilon_{Ш}$) и линейного ускорения рабочей тележки (a_K) от режимных и конструктивных параметров канатного рабочего органа показывают [16], что изменение величин $\varepsilon_{Ш}$ и a_K , соответственно в среднем составляют $0,01 \text{ рад/с}^2$ и $0,01 \text{ м/с}^2$. Откуда, принимая $\varepsilon_{Ш} = 0$ и $a_K = 0$, из уравнений (1) и (2), после определенных преобразований определим необходимые условия динамической уравновешенности канатного рабочего органа камнерезной машины в следующем виде

$$\frac{M_{Ш}}{r_K} = \frac{P_C (m_M - m_2 \cdot \cos \alpha) + P_{II} \cdot m_2 \cdot \cos \alpha}{m_M}, \quad (3)$$

$$\frac{2M_{Ш} \cdot m_2 \cdot r_K \cos \alpha - P_{II} (m_1 \cdot r_{Ш}^2 + 2m_2 \cdot r_K^2)}{m_M \cdot m_1 \cdot r_{Ш}^2 + 2m_2 \cdot r_K^2 (m_2 - m_M \cos \alpha)} = \frac{P_C}{m_M}, \quad (4)$$

где m_M - масса камнерезной машины без направляющих рельсов, кг; m_2 и r_K - соответственно масса (кг) и радиус вращения (м) режущего каната; $M_{Ш}$, m_1 и $r_{Ш}$ - соответственно крутящий (вращающий) момент (Н·м), масса (кг) и радиус (м) рабочего шкива; m_T - масса рабочей тележки с приводом канатного рабочего органа, кг; α - угол наклона рельса рабочей тележки к горизонту, град.; P_C - суммарная сила сопротивления резанию, Н.

Суммарная сила сопротивления резанию (P_C) была выражена зависимостью вида [16, 17]:

$$P_C = P_{II}(f + f_C) + \frac{M_{Ш} \cdot \omega_{Ш}}{v_K} \cdot \mu + \frac{\pi \cdot E \cdot d_T^2}{4l} \cdot \Delta l. \quad (5)$$

Подставляя значение P_C из (5) в (3), определим рациональную величину скорости резания (движения режущего каната)

$$v_K = \frac{M_{Ш} \cdot \omega_{Ш} \cdot \mu}{\left[\frac{M_{Ш} \cdot m_M - P_{II} \cdot m_2 \cdot r_K \cdot \cos \alpha}{r_K \cdot (m_M - m_2 \cdot \cos \alpha)} - P_{II}(f + f_C) - \frac{\pi \cdot E \cdot d_T^2}{4l} \cdot \Delta l \right]}. \quad (6)$$

Аналогичным образом, из (6), учитывая $v_K = r_K \cdot \omega_{Ш}$, определим рациональное значение радиуса вращения режущего каната (рабочего шкива)

$$r_K = \frac{M_{Ш} \cdot \mu}{\left[\frac{M_{Ш} \cdot m_M - P_{II} \cdot m_2 \cdot r_K \cdot \cos \alpha}{r_K \cdot (m_M - m_2 \cdot \cos \alpha)} - P_{II}(f + f_C) - \frac{\pi \cdot E \cdot d_T^2}{4l} \cdot \Delta l \right]}. \quad (7)$$

Определено, что для обеспечения динамической уравновешенности и эффективной работы камнерезной машины должны быть выбраны рациональные значения режимных и конструктивных параметров канатного рабочего органа в зависимости от угла наклона рабочей тележки α и коэффициента сопротивления камня относительно сдвигу (сцепление) или срезу μ .

Работоспособность основных деталей (ведущий шкив, трос, алмазная втулка и др.) канатного рабочего органа характеризуется критериями, важнейшими из которых являются их прочность, износостойкость и коррозионностойкость.

Следует отметить, что в процессе резания камня работоспособность канатного рабочего органа, прежде всего, определяется коэффициентом запаса прочности режущего алмазного каната [18, 19]

$$k \leq \frac{P_{ПР}}{P_H}, \quad (8)$$

где $P_{ПР}$ – предельно-допустимая сила, приводящаяся к разрыву режущего каната, Н; P_H - наибольшее усилие натяжения, действующая на ведущей ветви режущего каната, Н. Практикой обоснована следующая безаварийная величина коэффициента запаса прочности режущего каната $k > 4$ [18].

Предельно-допустимая сила $P_{ПР}$, приводящаяся к разрыву режущего каната (ГОСТ 2688 – 80) зависит от его диаметра d_T . Например, при $d_T = 4,8$ мм, $P_{ПР} = 16050$ Н, а когда $d_T = 5,1$ мм, $P_{ПР} = 18150$ Н.

Наибольшее усилие натяжения режущего каната P_H действует на ведущей его ветке (рисунок 1) и всегда ограничивается установленной мощностью привода КРО N_K , через величину предельно возможной силы резания P_P [18, 19]:

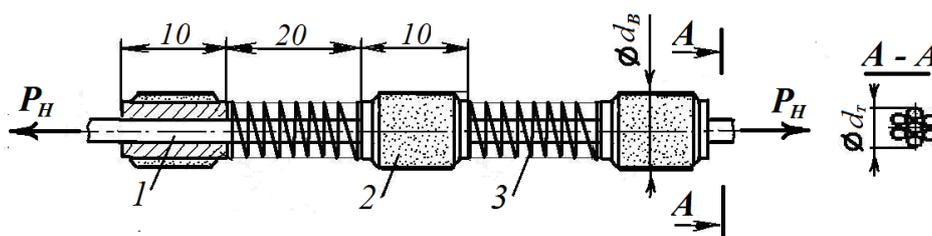
$$P_H = \frac{P_P}{k_\varphi} \leq \frac{1}{k_\varphi} \cdot \left(\frac{N_K \cdot \eta}{v_K} \right), \quad (9)$$

где $k_\varphi = 0,61$ – коэффициент полезного использования рабочего контура режущего каната; η – к.п.д. привода КРО; v_K – скорость движения режущего каната, м/с.

Необходимо отметить, что работоспособность режущего каната определяется главным критерием – его динамической прочностью на растяжение (разрыв). Режущий канат при работе на растяжение считается прочным (рисунок 2), если максимальные фактические напряжения в поперечном сечении каната (троса) меньше предельных [20]:

$$\sigma_{max} = \frac{P_H}{\pi \cdot \left(\frac{d_T^2}{4}\right) \cdot k_3} \leq [\sigma]_O, \quad (10)$$

где σ_{max} – фактическое максимальное напряжение в поперечном сечении каната в процессе работы; $[\sigma]_O = 1800$ Н/мм² – предельно допускаемое напряжение в поперечном сечении каната; $k_3 = 0,6$ – поправочный коэффициент для определения фактической площади поперечного сечения каната (рисунок 2).



1 – канат (трос); 2 – алмазная втулка; 3 – пружина.

Рисунок 2 – Режущий алмазный канат

Принимая $P_H = \frac{1}{k_\varphi} \cdot \left(\frac{N_K \cdot \eta}{v_K} \right)$ из условия (9) и подставляя в (10) определим

зависимости диаметра каната в виде

$$d_T \geq \sqrt{\left(\frac{4N_K \cdot \eta}{v_K} \right) \cdot \frac{1}{\pi \cdot k_\varphi \cdot k_3 \cdot [\sigma]_O}}. \quad (11)$$

Из выражений (9) – (11) следует, что для уменьшения силы натяжения режущего каната P_H , возникает необходимость увеличения величины скорости движения режущего каната v_K , при постоянной мощности привода канатного рабочего органа N_K и уменьшение суммарной силы сопротивления P_C в процессе резания камня. В свою очередь уменьшение диаметра каната d_T , также требует снижения P_C и увеличения параметра v_K .

Таким образом, соблюдая условия динамической прочности (11) можно обоснованно приступить к разработке методики выбора рациональных параметров канатного рабочего органа камнерезных машин.

Выводы:

1. Определено, что для обеспечения динамической уравновешенности и эффективной работы камнерезной машины должны быть выбраны рациональные значения режимных и конструктивных параметров канатного рабочего органа в зависимости от угла наклона рабочей тележки α и коэффициента сопротивляемости камня относительно сдвигу (сцепление) или срезу μ ;
2. Обоснованы условия динамической уравновешенности канатного рабочего органа в процессе резания камня, при $\varepsilon_{III} = 0$, $a_K = 0$ и определены зависимости соответствующих им режимных и конструктивных параметров;
3. Выявлено, что для уменьшения силы натяжения режущего каната P_H , возникает необходимость увеличения величины скорости движения режущего каната v_K , при постоянной мощности привода канатного рабочего органа N_K и уменьшение суммарной силы сопротивления P_C в процессе резания камня. В свою очередь уменьшение диаметра каната d_T , также требует снижения P_C и увеличения параметра v_K ;
4. Сформулированы условия динамической прочности канатного рабочего органа и на их основе выработаны рекомендации к выбору их минимально допустимых геометрических параметров.

Список литературы:

1. **Мамасаидов, М.Т.** Проблемы и перспективы развития камнедобывающей и камнеобрабатывающей отраслей промышленности в Кыргызской Республике [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2019. – № 2. – С. 58 – 64.
2. **Исманов, М.М.** Анализ технологий отделения блоков природного камня от массива путем резания [Текст] / М.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2012. – № 3,4. – С. 58 – 65.
3. **Исманов, М.М.** Анализ конструкций режущих алмазных канатов [Текст] / М.М. Исманов, Б. Усон кызы // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2013. – № 1. – С. 71 – 77.
4. **Исманов, М.М.** Рабочие алмазные канаты камнерезных машин [Текст] / М.М. Исманов, А.Т. Нурмаматов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2015. – № 3,4. – С. 36 – 41.
5. **Исманов, М.М.** Условия рационального рабочего положения канатного органа камнерезной машины [Текст] / М.М. Исманов, А.Т. Нурмаматов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2020. – №1. – С. 5 – 10.
6. **Исманов, М.М.** Исследование износа и разрушения стальных канатов [Текст] / М.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2014. – № 1. – С. 55 – 58.
7. **Мамасаидов, М.Т.** Определение рациональных параметров канатного рабочего органа камнерезной машины [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов, А.Х. Жораев // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – Екатеринбург: УГГУ, 2017. - № 4. – С. 86 – 91.
8. **Мамасаидов, М.Т.** Зависимости режимных и конструктивных параметров канатного рабочего органа камнерезных машин [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов, А.Т. Нурмаматов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2018. – № 1. – С. 5 – 14.

9. **Исманов, М.М.** Условия рационального рабочего положения канатного органа камнерезной машины [Текст] / М.М. Исманов, А.Т. Нурмаматов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2020. – №1. – С. 5 – 1.
10. **Исманов, М.М.** Определение рационального положения цепного рабочего органа камнерезной машины [Текст] / М.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2018. – № 1. – С. 14 – 19.
11. **Исманов, М.М.** Зависимости силы натяжения режущего каната от режимных параметров алмазно-канатной машины АКМ-1 [Текст] / М.М. Исманов // Приволжский научный вестник. – Ижевск: Фаворит, 2016. - № 6 (58). – С. 14 – 21.
12. **Исманов, М.М.** Зависимости режимных и конструктивных параметров цепного рабочего органа камнерезных машин [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов // Машиноведение. – Бишкек: ИМаш НАН КР, 2018. - № 2. – С. 45 – 58.
13. **Мамасаидов, М.Т.** Условия динамической прочности канатного рабочего органа камнерезной машины [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов // Машиноведение. – Бишкек: ИМаш НАН КР, 2019. - № 2. – С. 39 – 44.
14. **Исманов, М.М.** Условия динамической прочности цепного рабочего органа камнерезной машины [Текст] / М.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2019. – № 2. – С. 64 – 68.
15. **Исманов, М.М.** Разработка динамической модели и получение уравнений движения алмазно-канатной машины АКМ-1 [Текст] / М.М. Исманов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – Екатеринбург: УГГУ, 2016. - № 5. – С. 60 – 69.
16. **Мамасаидов, М.Т.** Камнерезная машина с канатным рабочим органом [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов. – Бишкек: Улуу Тоолор, 2023. – 196 с.
17. **Исманов, М.М.** Разработка обобщенной динамической модели и получение уравнений движения цепного рабочего органа камнерезных машин [Текст] / М.М. Исманов, И.Э. Исаев // Инновационная наука. – Уфа: АЭТЕРНА, 2016. - № 10 (часть 2). – С. 48 – 56.
18. **Першин, Г.Д.** Методика расчета геометрических параметров режущего канатно-алмазного инструмента [Текст] / Г.Д. Першин // Изв. вузов. Горный журнал. – 1992. - № 7. - С. 77-82.
19. **Першин, Г.Д.** Канатные пилы. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы: [Текст] / Г.Д. Першин, М.Ю. Гуров, Г.И. Чеботарев.- Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ им. Г.И. Носова». - 2006. – 126 с.
20. **Ицкович, Г.М.** Руководство к решению задач по сопротивлению материалов [Текст]: учеб. пособ. для вузов / Г.М. Ицкович, Л.С. Минин, А.И. Винокуров. – М.: Высшая школа, 2001. – 592 с.

DOI: <https://doi.org/10.54834/vi2.373>

Поступила в редакцию: 16.04.2024 г.

УДК 621.01

Кошбаев А.А.*к.т.н., доцент Жалал-Абадского госуд. универ. им. Б.Осмонова, Кыргызская Республика*

ТЕРМЕЛМЕ ТЕСТИН АТКАРУУЧУ МЕХАНИЗМИНИН ЭКСПЕРИМЕНТАЛДЫК ҮЛГҮСҮН КИНЕМАТИКАЛЫК ТАЛДОО УСУЛУ

Бул жумушта термелме тестин аткаруучу механизмдин эксперименталдык үлгүсү изилдөөнүн предмети болуп саналат. Изилдөөнүн максаты - термелме тестин аткаруучу механизмдин эксперименталдык үлгүсүн кинематикалык талдоо усулун иштеп чыгуу. Изилдөөлөрдө эксперименталдык - кинофототасмага тартуу жана моделдештирүү методдору колдонулган. Эксперименталдык изилдөө өтө көп эмгекти талап кылган жана чыгымдуу процесс, ири материалдык-техникалык, каржы жана башка ресурстарды талап кылары белгиленген. Ошондуктан изилдөө процессин жеңилдетүү жана аны өткөрүүгө кеткен чыгымдарды азайтуу максатында математикалык же компьютердик моделдөө кеңири колдонулары көрсөтүлгөн, бирок, көпчүлүк учурда, моделдөө натыйжалары ар дайым эксперименталдык тастыктоону талап кылары тастыкталган. Кээ бир учурда, эксперимент жалгыз мүмкүн болгон жана жеткиликтүү изилдөө ыкмасы, аз чыгымдуу изилдөө ыкмаларын иштеп чыгууга арналган жумуш дайыма актуалдуу болуп саналары белгиленген. Эксперименталдык изилдөөлөрдүн көптөн бери колдонулуп келген классикалык