

[4] Русанов А.В., Косьянов Д.Ю. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазилинейной схемы Годунова повышенной точности. Восточ.-Европ. журнал передовых технологий. 2009. т. 5. № 4(41). – С 4–7.

[5] Русанов А.В., Ершов С.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин. Харьков: Ин-т пробл. Машиностроен. НАН Украины, 2008. 275 с.

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL RESEARCH OF RADIAL-AXIAL PUMP-TURBINE MODELS WITH SPLITTERS IN TURBINE MODE

The ways of efficiency increase of the Francis type pump-turbines and widening of their operation range are considered. It is shown that one of the perspective ways is the usage of runners with additional shortened blades – splitters. Experimental studies of influence of the splitters geometric parameters on the energy performance of medium specific speed pump-turbines in turbine mode were conducted at the hydrodynamic test stand of A. Pidgorny Institute of Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine. The stand characteristics and its compliance with the requirements of International Electrotechnical Commission for model studies are described. The methodology of designing and manufacturing for four variants of runners with different length of splitter is given. In order to reduce production cost of the model elements and to shorten research terms, the rotor blades were printed using additive technologies. Flow parts of a seven-blade original runner, as well as an eight-blade runner with splitters of 50, 65, 80 and 100 % of the main blade length are manufactured and investigated. The shell diagrams for all flow part variants are obtained and plotted. The splitter length influence on the value of maximum efficiency, characteristics and parameters of the optimum mode is established. The dependence of the efficiency against the flow rate for four variants of the runners with splitters at different cross sections of the shell diagram ($n_1' = \text{const}$) are given. The simulation of the incompressible fluid viscous flow in the flow part is performed using authentic software package IPMFlow on the basis of numerical integration of Reynolds-averaged Navier-Stokes equations with an additional term that contains artificial compressibility. A two-parameter differential SST Menter turbulence model is applied to account the turbulent effects. The numerical integration of equations is performed using the implicit quasimonotone Godunov scheme with second order accuracy in space and time. Pressure distribution on the rotor blades, comparison of the results of numerical and experimental studies are presented.

УДК 621.01

СТРУКТУРНІ ПЕРЕУТВОРЕННЯ СКЛАДНОГО МЕХАНІЗМУ З ДВОМА КРИВОШИПАМИ

Кошель С.О., к.т.н, доц., Кошель Г.В., к.т.н, доц.

Київський національний університет технологій та дизайну, м. Київ, a_koshel@ukr.net

Удосконалення існуючого технологічного обладнання легкої промисловості та проектування нових надійних та продуктивних машин базується на

проведенні структурно-кінематичного аналізу механізмів, що надходять до їх складу. Розглянемо складний механізм з двома кривошипями, що складається з шести рухомих ланок ($n=6$) та восьми обертальних кінематичних пар ($P_5=8$), тому рухомість його ланок по відношенню до стояка дорівнює: $W=3n-2P_5-P_4=3\cdot 6-2\cdot 8-0=2$.



Рис. 1. Формула будови

Ведучими ланками є два кривошпи, тому формула будови механізму за загально прийнятою структурною класифікацією [1] має вигляд наведений на рис. 1, а сам механізм відноситься до складного механізму третього класу з двома кривошипями.

Кінематичні параметри механізму з декількома ведучими ланками визначаються з використанням методу умовної зупинки однієї з ведучих ланок, що дозволяє з'ясувати вплив іншої ведучої ланки, що залишилась рухомою, на кінематичні параметри всіх ведених ланок. Після того, як з'ясований вплив кожної з ведучих ланок на кінематичні параметри ведених ланок, розраховують абсолютні величини кінематичних параметрів ведених ланок. В нашому випадку дослідження необхідно спочатку умовно зупинити ланку 2 та дослідити вплив руху кривошипу 1 на рух веденої ланки 6, а потім повторити аналіз при умові зупиненої ланки 1 для того, щоб розрахувати кінематичні параметри веденої ланки, які викликані рухом кривошипу 2.

Використання аналітичного методу кінематичного дослідження такого механізму пов'язано з значною кількістю замкнених контурів і, як наслідок, складністю систем алгебраїчних рівнянь, які для структурних груп третього класу розв'язуються лише наближеними математичними методами [2].

Визначаємося з послідовністю кінематичного дослідження механізму, для чого використовуємо властивість механізмів вищого класу змінювати клас при умовній зміні початкового механізму. Щоб встановити вплив руху ведучої ланки 1 на кінематичні параметри ведених ланок механізму вважаємо іншу ланку 2 нерухомою. Формула будови механізму наведена на рис. 2.

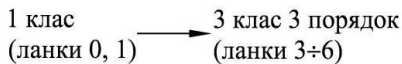


Рис. 2. Формула будови

Досліджуємо механізм в послідовності, яка обумовлена іншою можливою ведучою ланкою, що надходить до складу групи третього класу. Якщо за початковий механізм обрати сукупність ланок 2, 5 – формула будови всього механізму наведена на рис. 3.

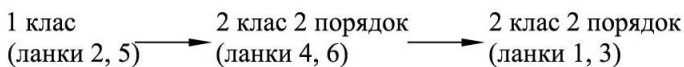


Рис. 3. Формула будови

Якщо ведучою ланкою умовно обрати ланку 6 зміни в формулі будови спостерігаються серед тих ланок, що утворюють структурну групу, яка безпосередньо приєднана до іншого умовного початкового механізму (рис.4).

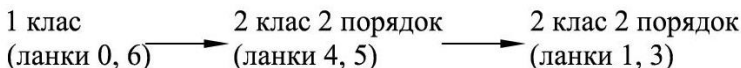


Рис. 4. Формула будови

Для обох випадків умовно інших ведучих ланок механізм стає механізмом з послідовним приєднанням структурних груп Ассура другого класу, тобто набуває вигляду механізму другого класу, в якому рух умовно ведучої ланки 5 (рис.3) або ланки 6 (рис. 4) є невизначеними, а веденої ланки 1 – задается. Розв’язати задачу визначення кінематичних параметрів всіх ланок механізму з рухомістю, що дорівнює одиниці можна за умов заданих параметрів руху однієї його ланки (необов’язково ведучої), якщо урахувати те, що рух ланок в механізмі є взаємопов’язаним [3, 4].

Для визначення впливу руху ланки 2 на кінематичні параметри веденої ланки 6 вважаємо ланку 1 умовно нерухомою. Для випадку інших можливих початкових механізмів маємо формули будов, що наведені на рис. 5 та рис. 6.

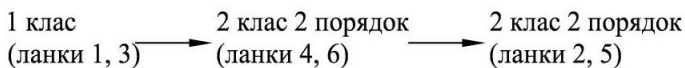


Рис. 5. Формула будови

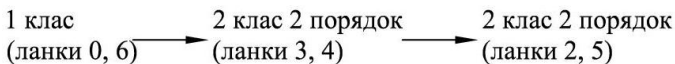


Рис. 6. Формула будови

З наведених формул бачимо, що незалежно від того, яку іншу умовно ведучу ланку обираємо, при подальшому дослідженні механізму маємо справу з механізмом другого класу, для якого задача кінематичного аналізу є статично визначеною.

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М.: Наука., 1988 – 640 с.
2. Дворжак В. М. Математичне моделювання механізмів швейних машин зі структурними групами третього класу третього порядку з двома поступальними парами / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2016. – № 5. – С. 99-108.
3. Koshel S. Definition of accelerations of points of a plane mechanism of the fourth class by graph-analytical method / S. Koshel, A. Koshel //Odes'kyi Politechnichnyi

Universytet. Pratsi - 2018.- №2 P. 28-33.

4. Koshel S. Analysis of fourth class plane mechanisms with structural groups of links of the second order / S. Koshel, A. Koshel //Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi - 2018.- №1 P. 12-17.

STRUCTURAL TRANSFORMATIONS OF A COMPLEX MECHANISM WITH TWO CRANKS

Complex planar mechanisms are increasingly being used in the process equipment of light industry. The lack of a universal method of kinematic research of these mechanisms allows us to assert the relevance of work on the structural analysis of multilink mechanisms. Purpose of the work-is simplify the kinematic analysis of a complex third-class flat mechanism with two cranks using another possible sequence of study. To do this, we analyzed the possible structural transformations of the structural formulas of the structure of the mechanism depending on other possible initial mechanisms. To study the effect of movement of one crank we conditionally stopped another. On the contrary, we stopped the first crank of a complex mechanism and analyzed the structural transformations of its structural formulas.

УДК 621.01

СТРУКТУРНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ТРЕТЬОГО ТА ЧЕТВЕРТОГО КЛАСІВ

Кошель Г.В., к.т.н, доц., Кошель С.О., к.т.н, доц.

Київський національний університет технологій та дизайну, м. Київ, а koshel@ukr.net

Структурні групи вищого класу, до складу яких надходять чотири, шість або більше ланок з відповідною кількістю кінематичних пар з одного боку вже використовуються або мають перспективи до застосування в механізмах технологічного обладнання легкої промисловості, з іншого – не мають розроблених універсальних методів кінематичного та динамічного досліджень. Пов'язано таке з різноманіттям видів структурних груп, які можуть бути утворені чотирма, а в особливості шістьма та більшою кількістю ланок та відповідними їм кінематичними парами.

Недостатня розробка способів структурного аналізу складних плоских груп ланок є фактором стримування їх використання в технологічному обладнанні машинобудівельних галузей виробництва, зокрема, в машинобудуванні легкої промисловості, тому дослідження, які пов'язані з структурним аналізом складних плоских механізмів є актуальними в сучасних умовах розвитку теорії будови механізмів.

Питанням дослідження механізмів вищих класів присвячується ряд робіт, в яких розглядаються задачі структурного синтезу шестиланкового складного механізму [1] або аналізу механізму зі складною структурною групою ланок