



საქართველოს ტექნიკური
უნივერსიტეტი
1922 წლიდან

გიორგი ჭილაშვილი

წყალბადზე მომუშავე საავტომობილო დიზელის ეკოლოგიურობის
ამაღლების შესაძლებლობების კვლევა ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების
წარმოქმნის პროცესების 3D მოდელის გამოყენებით

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად

სადოქტორო პროგრამა „ტრანსპორტი“

შიფრი 0716

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი თბილისი, 0160, საქართველო

2022წ

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ფაკულტეტი: სატრანსპორტო სისტემებისა და მექანიკის ინჟინერიის

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერი ვადასტურებთ, რომ გავაცანით გიორგი ჭილაშვილის მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: წყალბადზე მომუშავე საავტომობილო დიზელის ეკოლოგიურობის ამალღების შესაძლებლობების კვლევა ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესების 3D მოდელის გამოყენებით და ვამღვეთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის საინჟინრო, ტექნოლოგიური და საბუნებისმეტყველო საუნივერსიტეტო სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

-----, ----- 2022 წელი

სამეცნიერო ხელმძღვანელები: ტ. მ. დ. აკადემიკოსი თამაზ ნატრიაშვილი

ტ. მ. დ. პროფესორი რევაზ ქავთარაძე

რეცენზენტი: _____

რეცენზენტი: _____

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2022წ

ავტორი: გიორგი ჭილაშვილი

დასახელება : წყალბადზე მომუშავე საავტომობილო დიზელის ეკოლოგიურობის ამალგების შესაძლებლობების კვლევა ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესების 3D მოდელის გამოყენებით

სადოქტორო პროგრამა: ტრანსპორტი

მისანიჭებელი კვალიფიკაცია: ტრანსპორტის ინჟინერიის დოქტორი

სხდომა ჩატარდა _____

ინდივიდუალური პიროვნებების ან ინსტიტუტების მიერ ზემომოყვანილი დასახელების დისერტაციის გაცნობის მიზნით მოთხოვნის შემთხვევაში მისი არაკომერციული მიზნებით კოპირებისა და გავრცელების უფლება მინიჭებული აქვს საქართველოს ტექნიკურ უნივერსიტეტს.

ავტორის ხელმოწერა _____

ავტორი ინარჩუნებს დანარჩენ საგამომცემლო უფლებებს და არც მთლიანი ნაშრომის და არც მისი ცალკეული კომპონენტების გადაბეჭდვა ან სხვა რაიმე მეთოდით რეპროდუქცია დაუშვებელია ავტორის წერილობითი ნებართვის გარეშე.

ავტორი ირწმუნება, რომ ნაშრომში გამოყენებული საავტორო უფლებებით დაცულ მასალებზე მიღებულია შესაბამისი ნებართვა (გარდა იმ მცირე ზომის ციტატებისა, რომლებიც მოითხოვენ მხოლოდ სპეციფიურ მიმართებას ლიტერატურის ციტირებაში, როგორც ეს მიღებულია სამეცნიერო ნაშრომების შესრულებისას) და ყველა მათგანზე იღებს პასუხისმგებლობას.

რეზიუმე

სადისერტაციო ნაშრომში წარმოდგენილია ეკოლოგიური, ენერგეტიკული და კლიმატური პრობლემების გადასაჭრელად უაღრესად პერსპექტიული, მაგრამ ნაკლებად გამოკვლეული კონცეფცია - აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის ძრავას წვის კამერაში მიმდინარე პროცესების კვლევის შედეგები, მიღებული 3D მათემატიკური მოდელოებით.

წყალბადის დიზელის შემოთავაზებული კონცეფცია განსხვავდება იმით, რომ ცილინდრში წყალბადის მიწოდება ხორციელდება მაღალი წნევით. აქედან გამომდინარე წინასწარ უნდა შეიკუმშოს წყალბადი, რაც გარკვეულ ენერგეტიკულ დანახარჯებს მოითხოვს, მაგრამ ნებისმიერ შემთხვევაში დანახარჯები აქ გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე თხევადი წყალბადის გამოყენებისას, რადგან ამ შემთხვევაში აუცილებელია ძვირადღირებული კრიოგენური ტექნოლოგიის გამოყენება და გასათვალისწინებელია წყალბადის გათხევადებისათვის საჭირო ენერჯიაც.

ნაშრომის I თავში განხილულია აღნიშნულ პრობლემასთან დაკავშირებული ლიტერატურა და დასაბუთებულია სადისერტაციო თემის აქტუალობა. ნაშრომის II თავში მოყვანილია პრობლემის კვლევისა და მისი ანალიზის შედეგები.

არგუმენტირებულია წყალბადის დიზელის ცილინდრში მიმდინარე დინების, წვისა და აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის არასტაციონარული, ტურბულენტური პროცესების, 3D მათემატიკური მოდელოების აუცილებლობა. შექმნილია მეცნიერულად დასაბუთებული, პრაქტიკული მნიშვნელობის მქონე ინსტრუმენტი - წყალბადის დიზელში მიმდინარე პროცესებთან ადაპტირებული და ექსპერიმენტით შემოწმებული 3D მათემატიკური მოდელი, რომლის დანიშნულებაცაა ძრავას ეკოლოგიური და ეფექტური მაჩვენებლების კვლევა, პროგნოზირება და სრულყოფის გზების დასახვა. დამუშავებული მათემატიკური მოდელის გამოყენება, აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის გამონაბოლქვში აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის პროგნოზირების და მისი მინიმიზაციის შესაძლებლობას იძლევა.

აირად წყალბადზე კონვერტირებული დიზელის წვის კამერაში ლოკალური პარამეტრების ცვლილების 3D მათემატიკური მოდელოება ეფუძნება: მოძრაობის რაოდენობის (ნავიე-სტოქსის (Navier-Stokes)), ენერჯიის (ფურიე-კირჰოფის Fourier-Kirchhoff), დიფუზიისა (ფიკის(Fick)) და მასის შენახვის (უწყვეტობის) ფუნდამენტურ განტოლებებს. ამ განტოლებებისაგან შემდგარი სისტემის ამოხსნა ხდება რიცხვითი მეთოდების, ჩვენს შემთხვევაში საკონტროლო მოცულობების მეთოდის გამოყენებით.

დამუშავებული 3D მათემატიკური მოდელის ვერიფიკაცია, განხორციელებული რიცხვითი მეთოდით მიღებული შედეგების შედარებით

ექსპერიმენტულ მონაცემებთან, ადასტურებს წყალბადის დიზელის ცილინდრში მიმდინარე პროცესების მოდელირების შედეგების საიმედოობას.

MAN 30/24 ბაზაზე შექმნილ ერთცილინდრიან წყალბადის დიზელზე და YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილ წყალბადის დიზელზე ჩატარებული რიცხვითი ექსპერიმენტებით დადგინდა წყალბადის დიზელის ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე მოქმედი კონსტრუქციული (წვის კამერის ფორმა, ძრავას კუმშვის ხარისხი, კუმშვის დასასრულს ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობა, აირადი წყალბადის ფრქვევანას კონსტრუქცია - საქმენების დიამეტრი და რაოდენობა) და რეგულირებადი პარამეტრების (ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, შეფრქვეული წყალბადის ციკლური დოზა და მისი მიწოდების ხანგრძლივობა, შევსების პროცესში ჰაერის ტემპერატურა, საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხე) ოპტიმალური მნიშვნელობები. კერძოდ დიზელის სამუშაო პროცესში წარმოქმნილი აზოტის ჟანგეულების ემისია, როცა წყალბადისა და დიზელის საწვავის ციკლური დოზები მათი უდაბლესი თბოუნარიანობების გათვალისწინებითაა შერჩეული ($m_{\text{ფს}}/m_{\text{H}_2} = H_{\text{ფს}}/H_{\text{H}_2} = \text{idem}$), მხოლოდ 10-15%-ით აღემატება ტრადიციული დიზელის ანალოგიურ მაჩვენებელს. წყალბადის დიზელის კონსტრუქციული და რეგულირებადი ფაქტორების შერჩევით შესაძლებელია აზოტის ჟანგეულების ემისიის (ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაცია (მასური წილი) შეადგენს 0,00014-ს) კიდევ უფრო შემცირება (დაახლოებით Euro 6-ის მოთხოვნების დონემდე) ძრავას გამომშვებ სისტემაში ნეიტრალიზატორების დაყენების გარეშე.

წყალბადის დიზელსა და ტრადიციულ დიზელში ჰაერსაწვავი ნარევის წვის პროცესები განსხვავებულია. ეს კარგად ჩანს წვის კამერის მოცულობაში მუშა სხეულის საშუალო ტემპერატურის ცვლილებისას, მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით. ტრადიციული დიზელის ცილინდრში საშუალო ტემპერატურის მაქსიმალური მნიშვნელობაა 1500 K, ხოლო წყალბადის დიზელში კი ის 1700 K-ს უახლოვდება. ხაზგასმით უნდა აღვნიშნოთ, რომ წვის პროდუქტებში NO_x -ის შემცველობა შეუძლებელია შევავსოთ შედარებული ციკლების ტემპერატურების საშუალო მოცულობითი მნიშვნელობებით. ამისათვის აუცილებელია ლოკალური ტემპერატურების მნიშვნელობები, რომლებიც მკვეთრად განსხვავდება საშუალო ტემპერატურისაგან, და რომელთა გაანგარიშება შესაძლებელია მხოლოდ დამუშავებული 3D მათემატიკური მოდელის მეშვეობით.

ჩატარებული კვლევების შედეგების საფუძველზე შეირჩა წყალბადის დიზელისათვის კონსტრუქციული და რეგულირებადი პარამეტრების ქვემოთ მოყვანილი მნიშვნელობები, რომლითაც მიიღწევა ტრადიციულ დიზელთან შედარებით საგრძნობლად გაუმჯობესებული ეკოლოგიური და ეფექტური მახასიათებლები: MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის კვლევებით დადგინდა, რომ მაგალითად, ყველაზე ოპტიმალურია: წყალბადის მისაწოდებლად – $18 \times 0,5$ მმ ზომების ფრქვევანას გამოყენება, წყალბადის ციკლური მიწოდების – $m_{\text{H}_2} = 0,49$ გ/ციკლზე დოზის უზრუნველყოფა, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისა და ჰაერის გრიგალური მოძრაობის შემდეგი

მნიშვნელობების – $\alpha_{air\Sigma=2}$ -სა და $Dn=1,36$ -ის გამოყენება. წყალბადის დიზელში ამ მონაცემების უზრუნველყოფის შემთხვევაში წვის პროდუქტებში აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციამ შეადგინა 920 ppm, საშუალო ეფექტურმა წნევამ 9,0 ბარი, ხოლო წყალბადის დიზელის ინდიკატორულმა მარგი ქმედების კოეფიციენტი კი 0,48. კუმშვის ხარისხის, ჩაბერვის წნევისა და შევსების პროცესში ჰაერის ტემპერატურის შემდეგი მნიშვნელობების ($\varepsilon=17,6$, $p_k=2,4$ ბარი და $t_k = 65^\circ C$) დროს, შესაბამისად მიიღწევა ციკლის მაქსიმალური და საშუალო ინდიკატორული წნევების მინიმალური რხევების მქონე სამუშაო ციკლების სტაბილური თანმიმდევრობა. წყალბადის ნაგვიანევი შეფრქვევა არაუმეტეს (მლმკ 6° ზმწ-მდე) უზრუნველყოფს ცილინდრში წნევის ზრდის დასაშვებ სიჩქარეს.

დიზელ YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილ წყალბადის ვირტუალურ დიზელში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნაზე წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გავლენის დეტალურმა კვლევამ, რიცხვითი ექსპერიმენტების საფუძველზე გვიჩვენა, რომ როდესაც წყალბადის ციკლური მიწოდებაა 0,085 გ/ციკლზე (რაც წყალბადისა და საბაზო დიზელის სიმძლავრეების ტოლობის შემთხვევაში შეესაბამება დიზელის საწვავის ციკლური მიწოდების 0,24 გ/ციკლზე მნიშვნელობას), მაშინ საბაზო ძრავასთან შედარებით აზოტის ჟანგეულების ემისიის, 35-40%-ით შესამცირებლად უნდა შევამციროთ შეფრქვევის წინსწრების კუთხე 5°-ით, ანუ უნდა განვახორციელოთ უფრო ნაგვიანევი შეფრქვევა.

ამრიგად, წყალბადის საკვლევი დიზელების დადგენილი კონსტრუქციული და რეგულირებადი პარამეტრების მნიშვნელობები უზრუნველყოფს ტრადიციულ საწვავზე მომუშავე სერიულ საბაზო დიზელებთან შედარებით საგრძნობლად გაუმჯობესებულ ეკოლოგიურ და ეფექტურ მახასიათებლებს.

ჩატარებული კვლევის შედეგების საფუძველზე შეიძლება დავასკვნათ, რომ აიროვანი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის წყალბადის დიზელის კონცეფცია აქტუალურია და აქვსაშკარა უპირატესობანი წყალბადის ძრავას სხვა კონცეპტუალურ მიდგომებთან შედარებით. მისი განხორციელება სავსებით რეალური და მიღწევადია. პრობლემები, რომლებიც დღეისათვის ხელს უშლის წყალბადის დიზელის ეფექტური და ეკოლოგიური სამუშაო ციკლის დამუშავებას, როგორც კვლევის შედეგები გვიჩვენებს, სავსებით შესაძლებელია დადებითად გადაწყდეს.

Summary

The following dissertational thesis explores very perspective, but less studied concept in solving ecological, power consumption and climate problems – results received from the study of the processes inside diesel combustion engine's chamber after spraying gaseous hydrogen in it. The results are based on 3D mathematic modeling.

The suggested concept of hydrogen diesel differs by the fact that the hydrogen is sprayed in the chamber via high pressure. Due to this, hydrogen shall be compressed in advance, which requires some amount of power expenditure, however, those expenditures are much less, then expenditures concerning usage of liquid hydrogen, as in this case we have to use expensive cryogenic technology and should take into account power required for liquidation of the hydrogen.

The first chapter of the thesis contains used literature concerning the subject of the study and explains the high relevance of it. The second chapter describes the results of the study and analysis of the subject.

Necessity of 3D mathematic modeling is argued in terms of describing the following processes: flow of hydrogen diesel in chamber, combustion, non-stationar, turbulent oxidation of nitrogen. Here is provided scientifically argued instrument of practical use – 3D mathematic model, that has been tested and is adapted to the processes in hydrogen diesel, the function of which is to study ecological and effectiveness index of engine, make prognosis and plan the ways of perfecting it. Usage of developed mathematic model enables us to predict and minimize hydrogen oxidation concentration in the diesel exhaust, after direct spraying of gaseous hydrogen.

3D mathematic model of local changes in parameters of converted diesel combustion chamber is based on: fundamental equations of momentum (Navier-Stokes), energy (Fourier-Kirchhoff), diffusion (Fick) and conservation of mass (continuity). Solving the system consisting of these equations is done by numerical method, in our case by using control volume method.

Verification of 3D mathematic model, which was done based on comparison between experimental data and results received by using numerical method, has proved reliability of the results received by modeling processes in hydrogen diesel chamber.

After numeric experiments carried out on one-chamber hydrogen diesel created on the base of MAN 30/24 and YaMZ-236, we have established optimal value of constructive (shape of combustion chamber, engine's compression degree, intensity of air rotation at the end of compression, structure of gaseous hydrogen sprayer – number and diameter of twyer) and adjustable parameters (excessive air coefficient, cyclic dosage of sprayed hydrogen and spraying duration, air

temperature during filling, advance angle of fuel spraying) that affects ecological and effectiveness indexes of hydrogen diesel. Specifically, emission of nitrogen oxidation, produced during diesel working process, when cyclic dosage of hydrogen and diesel is selected based on their minimal heating value ($m_{at}/m_{H_2} = H_{at}/H_{H_2} = idem$), is only higher by 10-15% compared to traditional value of diesel. By selecting structural and adjustable factors, we can reduce (approximately to the requirement levels of Euro 6), nitrogen oxidation emission (cumulative concentration (mass number) of nitrogen oxidation in cylinder is 0,00014), without installing neutralizers in engines exhaust system.

Processes of air-fuel mix burn in hydrogen diesel and traditional diesel is different. It is especially evident with fluctuation of average temperature of working fluid in combustion chamber, in relation to the angle of rotation of the crankshaft. In traditional diesel cylinder average temperature amounts to 1500K, as for hydrogen diesel – it reaches 1700K. It must be explicitly mentioned that content of NO_x in combustion products can't be evaluated by comparison of average temperature of the cycles. We need values of local temperature, which drastically differ from average temperature and calculation of which is possible only by using 3D mathematic model.

Based on the studies, the structural and adjustable parameter values have been selected, which are presented below and by which we receive significantly improved ecological and efficient characteristics, in comparison to traditional diesel.

Based on the study of hydrogen diesel produced on the base of MAN 24/30 it was determined that the most optimal parameters are: for hydrogen supply it's the most optimal to use 18 x 0,5mm sprayer, ensured supply of $m_{H_2} = 0,49$ gr/cycle dosage of hydrogen, usage of the following values of excess oxygen coefficient and air's turbulence movement – $\alpha_{air} \Sigma = 2$ and $Dn = 1,36$. After applying those values to hydrogen diesel, concentration of nitrogen oxidation in combustion product amounted to 920ppm, average efficient pressure – 9,0 bar, indicative energy efficiency of hydrogen fuel – 0.48. At the following values of air temperature ($\epsilon = 17.6$, $p_k = 2.4$ bar and $t_k = 65^\circ C$) in the process of compression degree, suction pressure and filling, a stable sequence of working cycles with minimum fluctuations of the maximum and average indicator pressures of the cycle is achieved. Delayed spraying of hydrogen (CRA6° TDC) ensures allowed speed of pressure rise.

Detailed study, based on the numeral experiment, of virtual diesel produced on the base of YaMZ- 236, and the effect of the angle of advance by which the hydrogen is sprayed, on the production of oxide, has shown us that if the cycle of hydrogen supply is 0,085 gr/cycle (which, when the hydrogen and basic diesel capacity are equal, it corresponds to diesel supply cycle value of 0,24 gr/cycle), then, in order to reduce emission of nitrogen oxidation by 35-40% in comparison to basic engines, then we should reduce angle of advance by 5°, i.e. we should performe delayed spraying.

Thus, depicted values of structural and adjustable parameters for the diesels of our study, ensures significantly improved ecological and efficiency characteristics in comparison to the basic diesel engines.

Based on the conducted study, we can conclude that concept of directly spraying gaseous hydrogen is actual and has clear advantage in comparison to other conceptual approaches regarding hydrogen engines. This concept can be easily put in practice. The problems that hinder the process to create hydrogen diesel's ecological and efficient cycle, as we see from the study results, can be positively solved.

შინაარსი

შესავალი	18
სადისერტაციო კვლევის თემატიკის აქტუალობა	18
სამუშაოს მიზანი.....	20
სადისერტაციო კვლევის ძირითადი ამოცანები.....	20
კვლევის ობიექტი	21
ნაშრომის მეცნიერული სიახლე.....	21
ნაშრომის პრაქტიკული მნიშვნელობა.....	21
დისერტანტის პირადი წვლილი წარმოდგენილ სადისერტაციო კვლევაში.....	22
თავი 1. ლიტერატურის მიმოხილვა	23
1.1. წყალბადის ენერგეტიკის განვითარების პერსპექტივები, სამრეწველო მასშტაბით მიღებული წყალბადის რაოდენობა და ნაირსახეობები მიღების წესის ეკოლოგიურობიდან გამომდინარე.....	23
1.2. წყალბადის, როგორც შიგაწვის ძრავას საწვავის გამოყენების მოკლე ისტორიული მიმოხილვა.....	28
1.3. წყალბადის დიზელის დღემდე ცნობილი კვლევების ანალიზი და წარმოდგენილი განსხვავებული კონცეფციის, აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის უპირატესობები.....	30
თავი 2. კვლევა, შედეგები და განხილვა	35
2.1. აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის მუშა პროცესის განხორციელების პრობლემები.....	35
2.2. წყალბადის დიზელის ცილინდრში ტურბულენტური მოძრაობის, ნარევის, წვისა და აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესების 3D მოდელის დამუშავება მოძრაობის რაოდენობის (ნავიე-სტოქსის), ენერჯის (ფურიე-კირხჰოფის), დიფუზიისა (ფიკის) და უწყვეტობის განტოლებების გამოყენებით და NO _x -ების წარმოქმნის ქიმიური კინეტიკის (ზელდოვიჩის თერმული მექანიზმის) გათვალისწინებით.....	44
2.3. განტოლებათა სისტემის ამოხსნის რიცხვითი მეთოდის მოკლე აღწერა ...	64
2.4. წყალბადის დიზელის მუშა პროცესის კვლევის სატესტო ამოცანების ამოხსნის მაგალითები	72

2.5. წყალბადის და საბაზო დიზელის ტექნიკური მახასიათებლები და რიცხვითი გაანგარიშებისათვის საჭირო საწყისი ექსპერიმენტული მონაცემების შერჩევა.....	78
2.6. 3D მოდელის ვერიფიკაცია წყალბადის დიზელის ექსპერიმენტული ინდიკატორული დიაგრამის გამოყენებით	84
2.7. წყალბადის დიზელისა და საბაზო დიზელის სამუშაო პროცესების შედარებითი ანალიზი.....	88
2.8. კონსტრუქციული პარამეტრების (წვის კამერის ფორმა, ძრავას კუმშვის ხარისხი, კუმშვის ბოლოს ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობა, აირადი წყალბადის ფრქვევანას კონსტრუქცია - საქშენების დიამეტრი და რაოდენობა) გავლენა წყალბადის დიზელის ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე.....	98
2.9. რეგულირებადი პარამეტრების (ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის, შეფრქვეული წყალბადის ციკლური დოზისა და მისი მიწოდების ხანგრძლივობის, შევსების პროცესში ჰაერის ტემპერატურის, საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის) გავლენა წყალბადის დიზელის ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე.....	112
2.10. ტრადიციულ დიზელთან შედარებით საგრძნობლად გაუმჯობესებული ეკოლოგიური და ეფექტური პარამეტრების მქონე წყალბადის დიზელის კონსტრუქციული და რეგულირებადი ოპტიმალური პარამეტრების შერჩევა	131
2.11. წყალბადის დიზელის შესაქმნელად მეცნიერულად დასაბუთებული პრაქტიკული რეკომენდაციები.....	136
2.12. წყალბადის ძრავას ნამუშევარ აირებში აზოტის ჟანგეულების ნეიტრალიზაციის მეთოდი	140
დასკვნა	151
გამოყენებული ლიტერატურის ნუსხა	154

ცხრილების ნუსხა

1. ალტერნატიული და ტრადიციული საწვავების თბოფიზიკური თვისებები.....	36
2. ზელდოვიჩის გაფართოებული მექანიზმით (6) NO-ს წარმოქმნის გასაანგარიშებლად A და B მუდმივებისა და აქტივაციის პირობითი ენერჯის მნიშვნელობები.....	54
3. ერთცილინდრიანი, ექსპერიმენტული წყალბადის დიზელისა და საბაზო (MAN 30/24-ის) დიზელის ტექნიკური მახასიათებლები.....	79
4. სწრაფსვლიანი სერიული დიზელის (YaMZ-236-ის) ბაზაზე შექმნილი წყალბადის ვირტუალური დიზელის ტექნიკური მახასიათებლები.....	82
5. ტრადიციული და წყალბადის დიზელის მყისიერი ლოკალური ტემპერატურის ცვლილება.....	93
6. ტრადიციული და წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების მყისიერი ლოკალური კონცენტრაციის ცვლელება.....	95
7. წყალბადის დიზელის წვის კამერაში მყისიერი ლოკალური ტემპერატურებისა და აზოტის ჟანგეულების მყისიერი ლოკალური კონცენტრაციების ცვლილება წვის კამერის გეომეტრიული ფორმისგან დამოკიდებულებით ($\varphi=370^\circ$).....	100
8. რიცხვითი ექსპერიმენტების განხორციელების პარამეტრები $\varepsilon=16,8$ და $\varepsilon=17,6$ კუმშვის ხარისხიანი დეგუმებისათვის.....	103
9. ფრქვევანას საქმენის შეფრქვევის სქემები და კონსტრუქციული პარამეტრები.....	109
10. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის ძრავას პარამეტრები.....	119
11. NOX-ის სელექციური არაკატალიზური აღდგენის პროცესის ელემენტარული რეაქციები.....	149

ნახაზების ნუსხა

1. იძულებითი ბრუნვისას დიზელ MAN 30/24-ის კუმშვა-გაფართოების პროცესში ტემპერატურის ცვლილება ($n=800$ წთ⁻¹) კუმშვის ხარისხსა და შეშვებული ჰაერის ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით. 1. $\varepsilon=16,8$, $t_3=20$ °C; 2. $\varepsilon=17,6$, $t_3=20$ °C; 3. $\varepsilon=16,8$, $t_3=65$ °C; 4. $\varepsilon=17,6$, $t_3=75$ °C.....37
2. წყალბადის შეფრქვევის მომენტისა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მუდმივობის დროს ($\varphi_{შეფრქვ.}=345^{\circ}$, $\alpha_3=2,6$) p_z წნევის ციკლურ რხევებზე შეშვებული ჰაერის შეთბობის გავლენა, როცა $\varepsilon=17,6$; 1. $t_k=20^{\circ}\text{C}$ და 2. $t_k=72^{\circ}\text{C}$.
 n - თანმიმდევრობითი ციკლების ნომერი.....39
3. სხვადასხვა სახის საწვავის ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის ცვლილება ნარევეწარმოქმნის ხერხსა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე (α_3) დამოკიდებულებით. 1, 5-წყალბადი, შესაბამისად შიგა და გარე ნარევეწარმოქმნა; 3-4 ბენზინი, შესაბამისად შიგა და გარე ნარევეწარმოქმნა; 2-დიზელის საწვავი შიგა ნარევეწარმოქმნა.....42
4. ელემენტარული საკონტროლო მოცულობის (სმ) სქემა.....65
5. 180⁰-ით მოხრილ მილში დინების მოდელირების დროს ტურბულენტურობის $k-\varepsilon$ -ისა და $k-\zeta-f$ -ის მოდელების შედარება.....71
6. საბაზო დიზელ KamAZ-ის ინდიკატორული დიაგრამები. 1. 0D მოდელით მიღებული, 2. 3D მოდელით მიღებული.....73
7. საბაზო დიზელ KamAZ-ის ცილინდრის მოცულობაში მუშა სხეულის გასაშუალოებული ტემპერატურების ცვლილება. 1. 0D მოდელით მიღებული, 2. 3D მოდელით მიღებული.....74
8. წყალბადისა (1) და ტრადიციული დიზელის (2) ინდიკატორული დიაგრამების შედარება.....75
9. წყალბადისა (1) და ტრადიციული დიზელის (2) ცილინდრებში თბოგამოყოფის სიჩქარეების ცვლილება.....76
10. K ტემპერატურის (მარცხნივ) მყისიერი ლოკალური მნიშვნელობები და აზოტის ჟანგეულების NO_x-ის (მასური წილების) მყისიერი კონცენტ-

რაციები MAN 30/24 წყალბადის დიზელის წვის კამერაში, როცა მლმკ $\varphi=370^{\circ}$ -ს.....	77
11. ექსპერიმენტითა (---) და 3D მოდელირებით (---) მიღებული ინდიკატორული დიაგრამების შედარება. რეჟიმი: $n=800$ წთ ⁻¹ , $Ne=93$ კვტ. მოდელირებისას გამოყენებული კოეფიციენტების მნიშვნელობებია: $A=10$, $B=1$	85
12. ცილინდრის მოცულობაში, ექსპერიმენტული ინდიკატორული დიაგრამითა (---) და 3D მოდელირებით (---) მიღებული გასაშუალოებული ტემპერატურების ცვალებადობის შედარება. რეჟიმი: $n=800$ წთ ⁻¹ , $Ne=93$ კვტ.....	86
13. წვის მოდელის (5) A კოეფიციენტის გავლენა დიზელ ZMZ 5145-ის ნამუშევარ აირებში აზოტის ჟანგეულების შემცველობის რაოდენობაზე. რეჟიმი: $n=4000$ წთ ⁻¹ , $Ne=85$ კვტ.....	87
14. ტემპერატურის (K) მყისიერი ლოკალური მნიშვნელობები წყალბადისა (მარცხნივ) და ტრადიციული დიზელის (მარჯვნივ) წვის კამერაში, როცა მლმკ $\varphi=370^{\circ}$ ($m_{ds}=0,24$ გ/ციკლ., $m_{H_2}=0,085$ გ/ციკლ.).....	90
15. აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის (მასური წილის) მყისიერი ლოკალური მნიშვნელობები წყალბადის (მარცხნივ) და ტრადიციული დიზელის (მარჯვნივ) წვის კამერაში, როცა მლმკ $\varphi=370^{\circ}$ ($m_{ds}=0,24$ გ/ციკლ., $m_{H_2}=0,085$ გ/ციკლ.).....	91
16. ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციის (მასური წილის) ცვლილება მლმკ-ის მიხედვით.....	92
17. წყალბადისა და საბაზო დიზელის (MAN 30/24) წვის კამერაში ციკლის განმავლობაში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციის მასური წილების შედარება მლმკ-ის მიხედვით. — საბაზო დიზელი, — წყალბადის დიზელი.....	96
18. წყალბადის დიზელის ცილინდრში ციკლის განმავლობაში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციის მასიური წილების ცვლილება წვის კამერის ფორმაზე დამოკიდებულებით.....	101

19. წყალბადის დიზელის (MAN 30/24-ის ბაზაზე) წვის კამერის სქემები, რომლებიც შეესაბამება კუმშვის ხარისხებს: $\epsilon=16,8$ და $\epsilon=17,6$103
20. განსხვავებულ კუმშვის ხარისხებიან ($\epsilon=16,8$ (ა) და $\epsilon=17,6$ (ბ)) წვის კამერებში ტურბულენტურობის ლოკალური კინეტიკური ენერჯის ზონები.....104
21. განსხვავებულ კუმშვის ხარისხებიან (--- $\epsilon=16,8$ და --- $\epsilon=17,6$) წვის კამერებში აზოტის ჟანგეულების (ცილინდრში არსებული მასურ წილებში) წარმოქმნა.....105
22. წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის კვლევის შედეგები ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობაზე დამოკიდებულებით. რეჟიმი: $n=800$ წთ⁻¹, $p_e=8,5$ ბარი, $\alpha_{\Sigma}^{\Sigma} = 2,4-2,5$; ნახვრეტების რაოდენობა $z=6$, დიამეტრი $d_b=0,7$ მმ.....107
23. წყალბადის დიზელის ცილინდრში ციკლის განმავლობაში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციის ცვლილება ფრქვევანას კონსტრუქციაზე დამოკიდებულებით.....111
24. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ცილინდრში დგუმის ზედა მკვდარ წერტილში ($\varphi=360^{\circ}$) ყოფნის დროს მყისიერი ტემპერატურული ველები (K) და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციები (მასური წილები), როცა $\alpha_{air\Sigma} = 1,85$ -ს.....114
25. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციების ცვლილება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე (1. $\alpha_{air\Sigma}=1,85$; 2. $\alpha_{air\Sigma}=2$; 3. $\alpha_{air\Sigma}=2,2$; 4. $\alpha_{air\Sigma}=2,5$) დამოკიდებულებით.....115
26. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის წყალბადის ციკლური მიწოდების m_{H_2} -ის ცვლილება შეფრქვევის ხანგრძლივობაზე ($\Delta\varphi_{შეფრქვ}$) დამოკიდებულებით.....116
27. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციების ცვლილება წყალბადის ციკლურ

მიწოდებაზე (m_{H_2}) დამოკიდებულებით: 1. 0,33 გ/ციკლზე; 2. 0,35 გ/ციკლზე; 3. 0,40გ/ციკლზე ;4. 0,42გ/ციკლზე; 5. 0,45გ/ციკლზე; 6. 0,49 გ/ციკლზე....118

28. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ინდიკატორული დიაგრამები შემავალი ჰაერის ტემპერატურაზე (t_k) დამოკიდებულებით; 1. 62⁰ C; 2. 50⁰ C; 3. 40⁰ C; 4. 30⁰ C.120

29. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის საშუალო ტემპერატურები ცილინდრში შემავალი ჰაერის ტემპერატურაზე (t_k) დამოკიდებულებით; 1. 62⁰ C; 2. 50⁰ C; 3. 40⁰ C; 4. 30⁰ C.120

30. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციები შემავალი ჰაერის ტემპერატურაზე (t_k) დამოკიდებულებით; 1. 62⁰ C; 2. 50⁰ C; 3. 40⁰ C; 4. 30⁰ C.121

31. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ტემპერატურული ველები შემავალი ჰაერის ტემპერატურაზე (t_k) დამოკიდებულებით, როცა $\varphi=355^0$ -ს: მარცხნივ 30⁰ C; მარჯვნივ 62⁰ C.122

32. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციები შემავალი ჰაერის ტემპერატურაზე (t_k) დამოკიდებულებით, როცა $\varphi=355^0$ -ს: მარცხნივ 30⁰ C; მარჯვნივ 62⁰ C.123

33. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ნამუშევარ აირებში აზოტის ჟანგეულების შემცველობაზე წყალბადის შეფრქვევის მომენტის (წინსწრების კუთხის) გავლენა (360⁰ შეესაბამება **ზმწ**-ს).....124

34. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ცილინდრში წნევის ცვლილება წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე დამოკიდებულებით.....125

35. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ცილინდრში ტემპერატურის ცვლილება წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე დამოკიდებულებით.....126

36. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის დგუმის **ზმწ** (მლმკ $\varphi=360^0$ -ს) ყოფნის დროს წვის კამერაში მყისიერი ლოკალური

ტემპერატურებისა (მარცხნივ) და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის (მარჯვნივ) მნიშვნელობები წყალბადის შეფრქვევის მომენტზე დამოკიდებულებით.....	127
37. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის წვის კამერაში მყისიერი ლოკალური ტემპერატურებისა (მარცხნივ) და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის (მარჯვნივ) მნიშვნელობები წყალბადის შეფრქვევის მომენტზე დამოკიდებულებით, როცა მლმკ $\varphi=370^{\circ}$ -ს.....	128
38. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის წვის კამერაში მყისიერი ლოკალური ტემპერატურებისა (მარცხნივ) და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის (მარჯვნივ) მნიშვნელობები წყალბადის შეფრქვევის მომენტზე დამოკიდებულებით, როცა მლმკ $\varphi=380^{\circ}$ -ს.....	129
39. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის წვის კამერაში აზოტის ჟანგეულების ლოკალური კონცენტრაციების ცვლილება შეფრქვევის მომენტზე (φ) დამოკიდებულებით.....	130
40. ცილინდრში წარმოქმნილ აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციების ცვლილება მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხისგან დამოკიდებულებით წყალბადზე კონვერტირებულ (მწვანე მრუდი) და ტრადიციულ სერიულ YaMZ-236 (წითელი მრუდი) დიზელებში.....	134
41. აზოტის ჟანგეულების სელექციური არაკატალიზური აღდგენის მოწყობილობა.....	148

შესავალი

სადისერტაციო კვლევის თემატიკის აქტუალობა - დღეისათვის მსოფლიო ცივილიზაციისათვის შექმნილი ენერგეტიკული, ეკოლოგიური და კლიმატური პრობლემები განპირობებული იმით, რომ

- ნავთობის ბუნებრივი მარაგი დიდი სისწრაფით მცირდება, ხოლო დარჩენილი მარაგის მოპოვება ნაკლებად ხელმისაწვდომი და ძვირი ხდება;
- ნავთობური საწვავის ერთ-ერთი ყველაზე გავრცელებული მომხმარებელი და ამასთანავე გარემოს აქტიური დამაზინებელი შიგაწვის ძრავებია.

მსოფლიოში რეგისტრირებულმა ავტოსატრანსპორტო საშუალებების რაოდენობამ, ავტომწარმოებელთა საერთაშორისო ასოციაციის (OICA) კვლევის შედეგების მიხედვით, გადააჭარბა 1,2 მილიარდს, ამასთან ავტომწარმოებლების მიერ გამოშვებული პროდუქციის რაოდენობა განუხრელად იზრდება. [1] ამჟამად ავტომობილების აბსოლუტური უმრავლესობა აღჭურვილია შიგაწვის ძრავებით, რომლებიც ტრადიციულად მუშაობენ ბენზინსა და დიზელის საწვავზე. ის ფაქტი, რომ არსებულ თბურ ძრავებს შორის ყველაზე მაღალი მარგი ქმედების კოეფიციენტით (შესაბამისად საწვავის ყველაზე დაბალი კუთრი ხარჯით, ბენზინზე მომუშავე ძრავებთან შედარებით 25-30%-ით უფრო ეკონომიური) გამოირჩევა დიზელის ძრავები, ახლო მომავალში გამორიცხავს მათ შეცვლას რაიმე სხვა, უფრო სრულყოფილი ალტერნატიული ენერჯის წყაროთი. აქედან გამომდინარე ცხადია, რომ ალტერნატიული საწვავების, უპირველეს ყოვლისა წყალბადის გამოყენება ამ პრობლემის გადაჭრის რეალური გზაა. ნავთობიდან მიღებულ საწვავზე მომუშავე თანამედროვე დიზელის ძრავების მთავარი პრობლემაა გამონახოლქვ აირებში ჭვარტლის არსებობა. ასევე ცხადია, რომ კანონით შეზღუდული ნივთიერებების: CO-ს, CO₂-ის, CH-ის და მყარი ნაწილაკების (ჭვარტლის) ემისიის შემცირების თვალსაზრისით ყველაზე იდეალური საწვავი დიზელებისთვის წყალბადია, რომლის ძრავაში წვისას ერთადერთი მავნე კომპონენტი NO_x

(აზოტის ჟანგეულები) წარმოიქმნება. დღეისათვის წყალბადზე მომუშავე საავტომობილო ძრავების ძირითად წილს შეადგენს საწვავი ნარევის იმპულსითი აალების ძრავები, რომლებიც მუშაობენ აირად, ან თხევად წყალბადზე. ცილინდრში აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევით მომუშავე დიზელის კონცეფცია ხასიათდება უდავო უპირატესობებით, მაგრამ დღემდე არ არის რეალიზებული სერიულ ძრავებზე და ნაკლებადაა გამოკვლეული. ამ მიმართულებით არსებული კვლევების მცირე რაოდენობა, ატარებს ძირითადად ექსპერიმენტულ ხასიათს, რომლებიც ამყარებენ ასეთი კონცეფციის შესაძლებლობას და პერსპექტიულობას. ამასთან კვლევები არ ეხება წყალბადის დიზელის შიგაცილინდრული პროცესების მიმდინარეობის სპეციფიკას, რომლებიც განაპირობებს წყალბადის დიზელის კარგ ეკოლოგიურ მაჩვენებლებს. ამ კუთხით გამონაკლისს წარმოადგენს, მიუნხენის ტექნიკურ უნივერსიტეტში, ნ.ე. ბაუმანის სახ. მოსკოვის უმაღლეს ტექნიკურ სასწავლებელში, ფირმა MAN-ში და რაფიელ დვალის მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში ჩატარებული კვლევები, რომლებიც გვიჩვენებს, რომ ცილინდრში აირადი წყალბადის თვითაალების უზრუნველსაყოფად და თანმიმდევრული მუშა ციკლების სტაბილური მსვლელობისთვის საჭიროა კუმშვის ხარისხის გაზრდა და ცილინდრში შემავალი ჰაერის შეთბობა.

სადისერტაციო ნაშრომში განიხილება წყალბადზე კონვერტირებული დიზელის ძრავა, ცილინდრში აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევით. ცხადია გამოსაკვლევი წყალბადის დიზელის წვის პროდუქტები არ შეიცავს CO-ს, CO₂-ს, CH-სა და ჭკარტლის მყარ ნაწილაკებს. მათი წარმოქმნა ცილინდრში შემზეთი მასალის წვის შედეგად უმნიშვნელოა და მხედველობაში არ მიიღება. აქედან გამომდინარე ძირითადი ეკოლოგიური პრობლემაა აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის მინიმიზაცია. აღნიშნული აქტუალური პრობლემის გადაჭრისკენაა მიმართული, წარმოდგენილი სადისერტაციო ნაშრომი.

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარე ეკოლოგიური და ენერგეტიკული პრობლემების გადაჭრის საიმედო გზაა წყალბადის დიზელის კერძოდ, აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის ძრავას შექმნა და დანერგვა.

სამუშაოს მიზანი

სადისერტაციო კვლევის მიზანია, აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის ძრავასა და ტრადიციულ დიზელის საწვავზე მომუშავე მის საბაზო ვარიანტში, ნარევეწარმოქმნის, წვისა და აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესების 3D მათემატიკური მოდელირება და შედარებითი ანალიზი. კონსტრუქციული და რეგულირებადი პარამეტრების განსაზღვრა, წყალბადის დიზელის ეკოლოგიური და ეფექტური მახასიათებლების გაუმჯობესების უზრუნველსაყოფად. აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევით მომუშავე დიზელის პერპექტიულობის მეცნიერულ-ტექნიკური დასაბუთება.

სადისერტაციო კვლევის ძირითადი ამოცანები

სამუშაოს დასახული მიზნის მისაღწევად უნდა გადაიჭრას შემდეგი ამოცანები:

- დამუშავდეს, აირად წყალბადზე კონვერტირებული დიზელის ცილინდრში გადატანის და ტურბულენტური წვის, სამგანზომილებიანი არასტაციონარული პროცესების 3D მათემატიკური მოდელი;
- საანგარიშო მონაცემების ვერიფიკაცია, წყალბადისა და საბაზო დიზელის ექსპერიმენტული ინდიკატორული დიაგრამების გამოყენებით;
- წყალბადის დიზელის წვის საკანში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნაზე, ძრავას კონსტრუქციული (წვის კამერის ფორმა, ძრავას კუმშვის ხარისხი, კუმშვის ბოლოს ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობა, აირადი წყალბადის ფრქვევანას კონტრუქცია, საქშენის დიამეტრი და რაოდენობა) და რეგულირებადი (ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, შეფრქვეული წყალბადის

ციკლური დოზა და მისი მიწოდების ხანგრძლივობა, შევსების პროცესში ჰაერის ტემპერატურა, საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხე) პარამეტრების გავლენის ანალიზი;

- წყალბადის დიზელში აზოტის ჟანგეულების ემისიის შესამცირებლად, მეცნიერულად დასაბუთებული პრაქტიკული რეკომენდაციების წარმოდგენა.

კვლევის ობიექტი

აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის ცილინდრში მიმდინარე ნარევეწარმოქმნის, წვისა და აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესი.

ნაშრომის მეცნიერული სიახლე

- აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელში, მუშა სხეულის ტურბულენტური მოძრაობის, ნარევეწარმოქმნის, წვისა და აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის არასტაციონარული პროცესების კვლევა ტარდება ნავიე-სტოქსის ფუნდამენტურ განტოლებებზე დაფუძნებული 3D მათემატიკური მოდელის გამოყენებით;

- პირველადაა გამოკვლეული აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის, წვის კამერის ფორმის გავლენა ძრავას ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე.

ნაშრომის პრაქტიკული მნიშვნელობა

- შექმნილია ინსტრუმენტი რომელიც საშუალებას გვაძლევს, აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევით მომუშავე დიზელში მისი პროექტირების სტადიაზე საკმაო სიზუსტით მოვახდინოთ ეკოლოგიური მახასიათებლების, კერძოდ აზოტის ჟანგეულების ემისიის პროგნოზირება;

- სერიული დიზელის წყალბადზე კონვერტირებისას, ასევე წყალბადის ახალი პერპექტიული დიზელების შესაქმნელად ჩატარებული კვლევების დროს, განსაკუთრებით კვლევების საწყის ეტაპზე, მიზანშეწონილია

ჩატარდეს ძრავას მუშა პროცესის 3D მათემატიკური მოდელის დამუშავება და წყალბადის დიზელის ეკოლოგიური და ეფექტური მახასიათებლების პროგნოზირება. აღნიშნული მნიშვნელოვნად შეამცირებს სერიული ძრავას წყალბადზე საკონვერტაციოდ, აგრეთვე წყალბადის ახალი დიზელის შესაქმნელად აუცილებელ მატერიალურ და დროის დანახარჯებს, ასევე ძვირადღირებული ექსპერიმენტების მოცულობას და დააჩქარებს წყალბადის დიზელის შექმნას.

დისერტანტის პირადი წვლილი წარმოდგენილ სადისერტაციო კვლევაში

- რიცხვითი ექსპერიმენტებით მიღებული შედეგების დამუშავება და ანალიზი;
- ნატურალური ექსპერიმენტების შედეგების დამუშავება;
- ატომური წყალბადის გამოყენებით, წყალბადზე მომუშავე ძრავების ნამუშევარ აირებში აზოტის ჟანგეულების ნეიტრალიზაციის ორიგინალუ - რი, ავტორისეული მეთოდი (გამოგონებაზე განაცხადი შეტანილია „საექსპატენტში“).

თავი 1. ლიტერატურის მიმოხილვა

1.1. წყალბადის ენერგეტიკის განვითარების პერსპექტივები, სამრეწველო მასშტაბით მიღებული წყალბადის რაოდენობა და ნაირსახეობები მიღების წესის ეკოლოგიურობიდან გამომდინარე

სათბობ-ენერგეტიკული კომპლექსის თითოეულ შემადგენელს თავისი ისტორია აქვს. ზოგჯერ ეს ისტორია, მაგალითად ქვანახშირის გამოყენების, გრძელდება საუკუნეების მანძილზე. ზოგჯერ, ატომის ენერჯის გამოყენების მაგალითზე - მხოლოდ ათწლეულობით. რატომღაც მიღებულია ჩავთვალოთ, რომ წყალბადის ენერგეტიკა გაჩნდა ახლახანს. ეს რა თქმა უნდა ხდება იმიტომ, რომ ენერგეტიკის ამ სახეობამ დღემდე ვერ ჰპოვა ფართო გამოყენება, თუმცა მენდელეევის ქიმიურ ელემენტთა პერიოდული სისტემის ერთ-ერთი ძირითადი ელემენტის ათვისების პრობლემაზე ათასობით მეცნიერი ძალიან დიდი ხანია მუშაობს. საერთაშორისო ექსპერტების აზრით, წყალბადს რომელსაც ორასწლიანი გამოყენების ისტორია აქვს საბოლოოდ წარმატების შანსი სწორედ მისი ეკოლოგიური სისუფთავის გამო გაუჩნდა. მიუხედავად იმისა, რომ ბოლო ორმოცდაათი წლის განმავლობაში მსოფლიომ წყალბადით დაინტერესების რამდენიმე ტალღა გაიარა, მათ შორის არც ერთს არ მოჰყოლია ინვესტიციების მდგრადი ზრდა და ენერგოსისტემებში მისი უფრო ფართო ინტეგრაცია. თუმცა, ატმოსფერული ჰაერის სრული დეკარბონიზაციის (გაუნახშირბადობლობა) გეგმებმა დააჩქარეს მსოფლიოს განახლებადი ენერჯის წყაროებით უფრო მეტად დაინტერესება, წერს Goldman Sachs (GS) თავის მიმოხილვაში [2].

ამჟამად ყოველწლიურად დაახლოებით 70 მილიონი ტონა წყალბადი იწარმოება, მაგრამ აქედან მხოლოდ 1% მიიღება ეკოლოგიურად სუფთა გზით - წყლის ელექტროლიზით. თუ ამისათვის საჭირო ელექტროენერჯია განახლებადი ენერჯის წყაროებიდანაა მიღებული, მაშინ ეს არის „მწვანე“ წყალბადი, რაც ყველაზე ეკოლოგიურად პასუხისმგებელი ქვეყნების

საბოლოო მიზანია. ამასთან „მწვანე“ წყალბადის მიღება ყველაზე ძვირადღირებული მეთოდია. სწორედ ამიტომ ამ ეტაპზე წყალბადის წარმოება ძირითადად წიაღისეული საწვავის გამოყენებით ხდება, კერძოდ ბუნებრივი აირიდან - ეს არის ნაცრისფერი წყალბადი, რადგან CO₂ არასასურველი ნარჩენი პროდუქტია. წყალბადი ასევე მიიღება ქვანახშირის გაზიფიკაციის გზით და მას „ყავისფერ“ (მურა) წყალბადს უწოდებენ.

საერთაშორისო ენერჯის სააგენტოს (IEA) მონაცემებით, მსოფლიოში ბუნებრივი აირისგან წარმოებული წყალბადი შეადგენს დაახლოებით 76%-ს, ხოლო ქვანახშირისგან წარმოებული - 23%-ს (მხოლოდ 1%-ს ელექტროლიზით მიღებული), რაც იწვევს სათბურის ეფექტის გამომწვევს CO₂-ის დიდი რაოდენობით ემისიას [2, 3].

Wood Mackenzie-ის ანალიტიკოსების შეფასებით, 2017 წელს წყალბადის გლობალურმა წარმოებამ უფრო მეტი რაოდენობის CO₂ გამოყო ვიდრე მთელმა გერმანიამ და გემების მსოფლიო ინდუსტრიამ ერთად და შეადგინა - 830 მილიონი ტონა წელიწადში [4].

„მწვანე“ წყალბადისაკენ მიმავალ გზაზე აუცილებელია აღინიშნოს „ცისფერი“ წყალბადის კონცეფცია, ანუ როდესაც „ნაცრისფერი“ ან „ყავისფერი“ წყალბადის წარმოებისაგან გამოყოფილი CO₂-ის დაჭერა და შეგროვება ხდება სპეციალური ტექნოლოგიებით.

1975 წლის შემდეგ წყალბადზე მოთხოვნა თითქმის 4-ჯერ გაიზარდა 18-დან 70 მილიონ ტონამდე, აქედან დაახლოებით ნახევარი - 36 მლნ. ტონა გამოიყენება ნავთობგადამამუშავებელ მრეწველობაში, 30 მლნ. ტონა - ქიმიურ მრეწველობაში, ძირითადად ამიაკის წარმოებისათვის, ხოლო 4 მლნ. ტონა მოხმარდა სხვა ინდუსტრიებს, კერძოდ მეთანოლისა და ფოლადის წარმოებას. ექსპერტები აღნიშნავენ, რომ წყალბადს შეუძლია მთელი რიგი სექტორების ნახშირწყალბადოვანი საწვავებისაგან გათავისუფლება, მათ შორის ქიმიურ მრეწველობის, ფოლადის წარმოების და სხვა.

(GS)-ის თანახმად, წყალბადის ძირითადი მახასიათებლები (მცირე წონა, დიდი ენერგომიმცველობა და ნულოვანი პირდაპირი გამონახობლქვი) განახლებადი ენერჯის წყაროების გამოყენების შემთხვევაში, მას ძალიან მიმზიდველ სატრანსპორტო საწვავად აქცევს.

2019 წლის ბოლოს წყალბადზე მომუშავე ავტომობილების რიცხვი თითქმის გაორმაგდა და 25 210 შეადგინა, ამასთან გაიყიდა 12 350 ახალი ავტომობილი. 2019 წლის ბოლოსთვის მსოფლიოში 470 წყალბადის გასამართი სადგური ფუნქციონირებდა, რაც 20%-ით მეტია 2018 წელთან შედარებით. რაც შეეხება საყოფაცხოვრებო და სამრეწველო გამოყენებას, წყალბადი შეიძლება დაემატოს არსებულ გაზსადენებს. გაზგამანაწილებელ ქსელში 20%-მდე წყალბადის დამატება მოითხოვს მინიმალურ, ან ნულოვან ცვლილებებს ქსელის ინფრასტრუქტურაში და საბოლოო მომხმარებლის დანადგარებში, აღნიშნავს IEA. GRHYD პროექტმა საფრანგეთში, რომელმაც 2018 წელს დაიწყო 6% წყალბადის შერევა ბუნებრივი აირის მიწოდების ქსელში, 2019 წელს უკვე მიაღწია მოცულობის 20%-ს, რაც აღნიშნული მიდგომის ტექნიკური მიზანშეწონილობის დემონსტრირებას ახდენს. რაც შეეხება სამრეწველო კუთხით გამოყენებას, ნავთობგადამამუშავებელ, ფოლადის და ამიაკის მწარმოებელ ქარხნებში „მწვანე“, ან „ციფერი“ წყალბადის გამოყენება შესაძლებელია საწვავის სახით, რადგან წარმატებით უზრუნველყოფს მაღალტემპერატურულ რეჟიმს, რომელიც საჭიროა მსგავსი ტიპის სამრეწველო ქარხნებისთვის. აღნიშნული პროგრამების განვითარებისა და კომერციალიზაციისთვის ამჟამად მრავალი პროექტი მუშავდება. ელექტროენერჯის წარმოებაში წყალბადი განახლებადი ენერჯის შენახვის ერთ-ერთი წამყვანი საშუალებაა.

IEA-ს თანახმად, „ნაცრისფერი“ წყალბადის წარმოებაში, მისი ღირებულების ძირითად მდგენელს ნედლეულის ღირებულება წარმოადგენს - 45%-დან 75%-მდე. ექსპერტების გამოთვლით 2018 წელს ახლო აღმოსავლეთის ქვეყნებს ყველაზე დაბალი ხარჯები ჰქონდათ წყალბადის წარმოებაზე ბუნებრივი აირისაგან - 1 დოლარზე ნაკლები/კვ;

აშშ-ში - 1 დოლარი/კგ; რუსეთის ფედერაციაში 1.1 დოლარი/კგ; ევროპის ქვეყნებში - 1 დოლარი კგ; ჩინეთში - 1,8 დოლარი/კგ. ხოლო თუ სქემაში დაემატება CO₂-ის დაჭერა-შეგროვების ტექნოლოგია, ხარჯები დაახლოებით 50%-ით იზრდება. კვლევების თანახმად, წყალბადის წარმოებაში CO₂-ის დამჭერი ტექნოლოგიების გამოყენებამ შეიძლება გამონახობლქვი 90%-ით შეამციროს. IEA-ის მონაცემებით, „მწვანე“ წყალბადის წარმოება მინიმუმ 4,5 აშშ დოლარი ეღირება კგ-ზე. ძირითადი დანახარჯები ელექტროენერჯის ხარჯზე მოდის. ექსპერტები მიიჩნევენ, რომ „ცისფერი“ წყალბადი წარმოადგენს CO₂-ის დაბალი ემისიის მქონე საშუალებას ახლო და საშუალო ვადიან პერიოდში, ვიდრე „მწვანე“ წყალბადის ღირებულება არ გახდება უფრო კომერციულად მომგებიანი [5].

IEA-ის ანალიტიკოსები აღნიშნავენ, რომ განახლებადი ელექტრო-ენერჯის, განსაკუთრებით კი მზისა და ქარის ენერჯის ღირებულების შემცირებამ მნიშვნელოვნად გაზარდა წყალბადისადმი ინტერესი და ბოლო წლებში რამდენიმე სადემონსტრაციო პროექტიც კი განხორციელდა. Wood Mackenzie-ის მიერ ჩატარებული კვლევის თანახმად, 2040 წლისთვის „მწვანე“ წყალბადის ღირებულება 64%-ით შემცირდება. ექსპერტები ვარაუდობენ, რომ 2040 წლისთვის „მწვანე“ წყალბადის წარმოების ღირებულება გაუტოლდება წიაღისეული საწვავიდან მიღებული წყალბადის ღირებულებას. ზოგიერთ ქვეყანაში, მაგალითად გერმანიაში ეს მოხდება 2030 წლისთვის. ზემოაღნიშნულის გათვალისწინებით, სავარაუდოდ 2020-იანი წლები წყალბადის ათწლეული იქნება, აცხადებენ Wood Mackenzie-ის ანალიტიკოსები. ამავე დროს წიაღისეული საწვავის ფასების ზრდა ასევე ხელს შეუწყობს „მწვანე“ წყალბადის კონკურენტუნარიანობის ზრდას. 2019 წელს წყალბადის ტექნოლოგიები მნიშვნელოვნად განვითარდა, რამაც პოლიტიკოსების დიდი ინტერესი გამოიწვია. ეს იყო რეკორდული წელი ელექტროლიზის ობიექტების ექსპლუატაციაში შესვლისთვის - აღნიშნავენ IEA-ს ანალიტიკოსები.

ევროკავშირმა განაცხადა, რომ 2050 წლიდან შეძლებს სრულად თქვას უარი წიაღისეული საწვავის გამოყენებაზე [3].

რაც შეეხება საქართველოს, დღეისათვის ჩვენს ქვეყანაში ენერჯის მისაღებად წყალბადი არ იწარმოება, არ არსებობს წყალბადგასამართი სადგური და შესაბამისად წყალბადზე მომუშავე ავტომობილები, თუმცა ქვეყანა 2020 წლის სექტემბერში ევროპის რეკონსტრუქციისა და განვითარების ბანკთან ხელმოწერით „მწვანე“ წყალბადის წარმოების პროცესს შეუერთდა. საქართველოსთვის წყალბადის საწვავის წარმოების ათვისება ორმაგად მომგებიანია, ერთი ის, რომ დიდი ოდენობით ჰიდრორესურსი გააჩნია, რაც შეიძლება ნედლეულადაც განვიხილოთ და მეორე, წყალბადის საწვავი განახლებად და ეკოლოგიურ ენერჯიათა კატეგორიას განეკუთვნება. „მწვანე“ წყალბადის მისაღებად მნიშვნელოვანია, რომ წყლის დაშლისთვის სუფთა წყაროებისგან წარმოებული ელექტროენერჯია იქნას გამოყენებული. ფრანგულ მხარესთან პარტნიორობით, საქართველოში „მწვანე“ წყალბადის წარმოების პროექტი - HyGeorgia, დავით ოთარიშვილს აქვს შემუშავებული, რომელიც დარგში 2030 წლამდე რეკორდულ - €11 მლრდ-ის ინვესტირებას გეგმავს. როგორც დავით ოთარიშვილმა 2020 წლის დეკემბერში ილიაუნის ZOOM-ის საჯარო ლექციაში განმარტა, „ევროკავშირის მიზანია 2050 წლისთვის კარბონნეიტრალური გახდეს, რის მიღწევაშიც გაერთიანებას წყალბადი მნიშვნელოვნად დაეხმარება“. მისივე განმარტებით წყალბადი საქართველოს ენერგოექსპორტის საშუალებას მისცემს. დ. ოთარიშვილის თქმით, დღეს წყალბადის საწვავი ფასის მხრივ ბუნებრივ აირს კონკურენციას ვერ უწევს, მაგრამ გლობალური ტენდენცია უკეთესობისაკენ იცვლება. უნდა აღვნიშნოთ, რომ სოციალურ ქსელებში გაჟღერებულ ამ ინფორმაციას ხელისუფლების ან ინვესტორების მხრიდან რეაქცია არ მოყოლია, ამდენად აღნიშნულ პროექტის რეალურობაზე საუბარი ძნელია.

1.2. წყალბადის, როგორც შიგაწვის ძრავას საწვავის გამოყენების მოკლე ისტორიული მიმოხილვა

წყალბადის როგორც შიგაწვის ძრავას საწვავის, მათ შორის სხვადასხვა აირებთან ნარევის სახით, გამოყენების პრობლემა 150 წელზე მეტია არსებობს. წყალბადის ავტომობილის გამოგონებაზე პირველი პატენტი 1807 წელს მიიღო ფრანსუა ისააკ დე რივაზმა. 1860 წელს ეტიენ ლენუარმა დააპატენტა შიგაწვის ძრავა, რომელიც მუშაობდა სანათ აირზე წყალბადის 50%-იანი შემცველობით. ლენუარის 12 ცხ.ძ. სიმძლავრის ძრავამ გავრცელება ჰპოვა ლოკომოტივებზე, გემებზე, სატრანსპორტო ეკიპაჟებზე და სხვა [6]. მაგრამ შემდგომ წლებში აღნიშნული ძრავა ჩაანაცვლა ნიკოლაუს ავგუსტ ოტოს ოთხტაქტიანმა შიგაწვის ძრავამ. სანათი აირი, რომელიც პირველი შიგაწვის ძრავების საწვავად გამოიყენებოდა ძირითადად წყალბადისგან შედგებოდა (H_2 – 50%; CH_4 – 34%; CO – 8% და სხვა). ის დიდი რაოდენობით იწარმოებოდა რუსეთის იმპერიაში ქვანახშირის პიროლიზის ტექნოლოგიის გამოყენებით. ჯერ კიდევ 1820 წელს ვ. სესილმა თავის გამოსვლაში კემბრიჯის ფილოზოსთა საზოგადოებას შესთავაზა წყალბადის გამოყენება მანქანების მოძრაობაში მოსაყვანად. ხოლო პირველი პატენტი, წყალბადისა და ჟანგბადის ნარევიზე მომუშავე ძრავაზე გაცემული იქნა 1841 წელს ინგლისში. მიუნხენში 1852 წელს სამეფო კარის მესაათემ კრისტიან ტეიტმანმა ააგო ჰაერ-წყალბადის ნარევიზე მომუშავე ძრავა, რომელიც რამდენიმე წლის განმავლობაში მუშაობდა [6]. 1920-იან წლებში ჰ.რ. რიკარდომ და ა.ფ. ბრუსტელმა ჩაატარეს გარე ნარევიწარმოქმნის, ჰაერ-წყალბადის ნარევიზე მომუშავე ძრავას დეტალური კვლევა. როგორც ჩანს ამ სამუშაოების დროს იქნა პირველად გამოვლენილი უკუანთების მოვლენა, რომლის კვლევით შემდეგ ბევრი მეცნიერი იყო დაკავებული. 1920-იანი წლების ბოლოს და 1930-იანი წლების დასაწყისში გერმანიასა და ინგლისში აეროსტატებისა და წყალქვეშა ნავებისათვის დაიწყო წყალბადზე მომუშავე შიგაწვის ძრავების დამუშავება, მაგრამ მუშა პროცესის ორგანიზაციის ტექნიკური

სირთულეების, ასევე წყალბადის ეფექტური და უსაფრთხო აკუმულირების მეთოდების არქონის გამო სამუშაოები შეჩერდა. უნდა აღინიშნოს, რომ მუშაობა წყალბადის ენერგეტიკის სფეროში ყველაზე აქტიურად მიმდინარეობდა გერმანიაში, დიდ ბრიტანეთში, აშშ-ში და საბჭოთა კავშირში. 1930-იან წლებში ფართოდ დაიწყო საწვავად წყალბადის გამოყენება დირიჟაბლების ძრავებისათვის, მათ შორის ტრანსატლანტიკური ფრენების განხორციელებისას. გასული საუკუნის 40-იან წლებში ლენინგრადის ბლოკადის დროს, წყალბადს იყენებდნენ საჰაერო თავდაცვისათვის განკუთვნილი აეროსტატების შესავსებად. საწვავ-საჰოხი მასალების მწვავე დეფიციტიდან გამომდინარე, მოხერხდა დაახლოებით 500 ავტომობილის ძრავას გადაყვანა წყალბადის საწვავზე. დიდი კატასტროფების და თვითმფრინავმშენებლობის განვითარების ფონზე დირიჟაბლების ეპოქის დასრულებამ წყალბადის გამოყენებისადმი ინტერესი შეასუსტა. წყალბადის ენერგეტიკის კონცეფციის სერიოზულად შესწავლა დაიწყო გასული საუკუნის 70-იან წლებში ნავთობის კრიზისის პერიოდში, სწორედ მაშინ პერიოდული სისტემის ყველაზე გავრცელებულ ელემენტს, წყალბადს, შეხედეს როგორც მომავლის საკვანძო ენერგომატარებელს. მსგავსი კვლევების ჩატარების მთავარ სტიმულად იქცა, ენერჯის ტრადიციული წიაღისეული წყაროების მოსალოდნელი სწრაფი ამოწურვის მოლოდინი და ასევე დიდი ქალაქების ატმოსფერული ჰაერის დაბინძურებასთან დაკავშირებული გამწვავებული პრობლემები [7]. ავტოტრანსპორტისათვის ნავთობური საწვავის ალტერნატივად შემოთავაზებული იყო თხევად წყალბადი. ამასთან მისი უპირატესობები აშკარა იყო, რადგან აღნიშნული ელემენტის მარაგები პრაქტიკულად ამოუწურავია, ხოლო მისი წვისას გამოიყოფა მხოლოდ უსაფრთხო წყლის ორთქლი. 1980-იანი წლების დასაწყისში აშშ-ში, იაპონიაში, გერმანიაში, სსრკ-ში კანადასა და რიგ სხვა ქვეყნებში შეიქმნა წყალბადის ექსპერიმენტული, შიგაწვის ძრავიანი ავტომობილები, რომლებიც მუშაობდნენ წყალბადზე, ბენზინ-წყალბადის ნარევებზე, წყალბადისა და

ბუნებრივი აირის ნარეგებზე და ალქურვილნი იყვნენ ავტომობილზე წყალბადის შენახვის სხვადასხვა სისტემებით: ინტერმეტალური ნაერთების ჰიდრიდების სახით, თხევადი და შეკუმშული აირადი სახით. უფრო მოგვიანებით, 1990-იანი წლების დასაწყისში მსოფლიომ ყურადღება გაამახვილა განახლებადი ენერჯის წყაროებისა და ელექტროლიზერების შეთანწყობაზე, როგორც წყალბადის მიღების საკვანძო ტექნოლოგიაზე. აშშ-მა კი მსგავსი ტექნოლოგიების განვითარება თავისი ენერგეტიკული პოლიტიკის საფუძვლად აქცევს და 1996-2001 წლებში მოახდინეს მისი ინვესტირება 160 მლნ.-ზე მეტი აშშ დოლარით, სახელმწიფო გრანტების სახით. 2010-იანი წლების მეორე ნახევრიდან, გლობალური ეკოლოგიური სტრატეგიის გაძლიერების კვალობაზე, წყალბადის ენერგეტიკის პერსპექტივები ისევ განიხილება მსოფლიო ენერჯოსისტემის ტრანსფორმირების ერთ-ერთ ყველაზე შესაძლო საკვანძო მიმართულებად. 20-ზე მეტმა ქვეყანამ მიიღო წყალბადური საწვავების წარმოების განვითარების შესახებ სტრატეგიული პროგრამები.

1.3. წყალბადის დიზელის დღემდე ცნობილი კვლევების ანალიზი და წარმოდგენილი განსხვავებული კონცეფციის, აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის უპირატესობები

ძრავას საწვავად წყალბადის გამოყენებისას, მისი უნიკალური თვისებებიდან გამომდინარე, შესაძლებელია, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის დიდ დიაპაზონში რეგულირება და ამის შედეგად იძულებითი ანთებით მომუშავე წყალბადის ძრავაში სიმძლავრის ხარისხობრივი რეგულირება. ამან განაპირობა ორი კონცეფციის განვითარება: ბენზინისა და დიზელის ძრავაში წყალბადის გამოყენება ტრადიციული საწვავისათვის მცირე დანამატის სახით და წყალბადის ძრავა იძულებითი ანთებით. ამ უკანასკნელში წყალბადი შეიძლება იყოს აირად (Daimler-Benz, Mazda, Ford, Toyota) ან თხევად ფაზაში (BMW 750HL).

წარმოდგენილ ნაშრომში განიხილება ახალი, განსხვავებული კონცეფცია - წყალბადის დიზელის ცილინდრში აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევა და წარმოქმნილი ნარევის თვითაალება. ამ კონცეფციის უდავო უპირატესობებია: მაღალი მქკ (საწვავის დაბალი ხარჯი), დეტონაციის არარსებობა, მაღალი ჩაბერვის შესაძლებლობა, შესანიშნავი ეკოლოგია (არ გამოიყოფა CH, CO, CO₂ და ჭვარტლი) გარდა ამისა, საჭირო აღარაა ძვირადღირებული კრიოგენური ტექნოლოგია, რომელიც თხევადი წყალბადის შემთხვევაშია აუცილებელი.

წყალბადის ტექნოლოგიის განვითარების ქრონოლოგია [8, 9, 10] გვიჩვენებს, რომ ძრავას საწვავად წყალბადის გამოყენება პრაქტიკულად აქტუალური გახდა პირველი დღეშიანი ძრავების გამოჩენისთანავე. მიუხედავად ამისა, არსებულ სამეცნიერო-ტექნიკური ინფორმაციის ნაკადში, წყალბადის დიზელის შექმნისა და სრულყოფის პრობლემებს, პუბლიკაციების მცირე რაოდენობა ეხება.

ისტორიულად პირველი სამუშაო, რომელიც ეხებოდა წყალბადის დიზელის შექმნას, იყო გერმანელი ინჟინრის რ. ერენის (R. Erren) ნაშრომი, რომელიც 1920-იან წლებში შესრულდა და მოგვიანებით, დაცული იყო დიდი ბრიტანეთის პატენტით (GB Patent 364180, 07.01.1932) .რ. დიზელის გენიალური გამოგონებიდან თითქმის 40 წლის შემდეგ რ. ერენმა ააგო პირველი წყალბად-ჟანგბადის შიგაწვის ძრავა, რომელშიც შევსების ტაქტის დროს ცილინდრში მიეწოდებოდა ჟანგბადისა და წყლის ორთქლის ნარევი, შეკუმშვის ტაქტის დროს კი - წყალბადი. წვის დროს წარმოქმნილი წყლის ორთქლი შევსების ტაქტის დროს ნაწილობრივ ბრუნდებოდა ძრავაში და ნაწილობრივ კონდენსირდებოდა. ამ ძრავას შეეძლო ემუშავა შეკრული ციკლით. ე. ი. გამონაბოლქვის გარეშე და მისი აღწერა გამოქვეყნებული იყო ნაშრომში [11]. დაწვრილებითი ცნობები რ. ერენის წყალბადის დიზელის სამუშაო პროცესის ხარისხზე სამწუხაროდ არ არის ცნობილი.

გრიგალური წვის კამერისა და 17,6 კუმშვის ხარისხის მქონე წყალბადის დიზელზე ჩატარებული ექსპერიმენტული კვლევები მოცემულია მ.

იკეგამისა(M. Ikegami)და სხვ. [12] სამუშაოში. მაგრამ, მე-[12] ნაშრომში, ისევე, როგორც ჯ. ვონგის (J. Wong) [13] კვლევებში ცალკეულ ციკლებში შეინიშნება თვითაალების გამოტოვება, რაც შეიძლება აიხსნას არასაკმარისად მაღალი კუმშვის ხარისხით, რომელიც წყალბადის აალებისთვის ჰაერის გარანტირებულ ტემპერატურას ვერ უზრუნველყოფს. ს. ფურუჰამასა [S. Furuhami] და სხვ. [14] სამუშაოში მოყვანილია ორტაქტიანი წყალბადის დიზელის კვლევის შედეგები და ეს პრობლემა გადაჭრილია წვის კამერაში სპეციალური ვარვარა სანთლის გამოყენებით.

ანალოგიური მიდგომა გამოიყენა რ. იორაჰმა (R. Jorach) [15], სატვირთო ავტომობილებისა და ავტობუსებისათვის განკუთვნილი მერსედეს-ბენცის (Mercedes-Benz) 12 ცილინდრიანი დიზელის ბაზაზე შექმნილი ერთცილინდრიანი წყალბადის დიზელის (OM 447 hLA) კვლევისას. მან გამოსცადა შიგა ნარევეწარმოქმნის ორი ვარიანტი: „ადრეული“ - წყალბადის შეფრქვევა კუმშვის დასაწყისში და „ნაგვიანევი“ - წყალბადის შეფრქვევა კუმშვის ბოლოს. პირველ შემთხვევაში ნარევის კარგი ჰომოგენიზაციისა და მაღალი ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის კომბინაციით შესაძლებელი გახდა, აზოტის ჟანგულების კონცენტრაციის ორჯერ შემცირება, „ნაგვიანევი“ შეფრქვევისაგან განსხვავებით, რადგან ამ შემთხვევაში ჰომოგენიზაციისათვის ნაკლები დრო რჩება. გარდა ამისა, წყალბადის შესაფრქვევად საკმარისია 40 ბარი წნევა, რათა უზრუნველყოფილ იქნას 13 ბარის ტოლი საშუალო ეფექტური წნევის სიდიდე. ამის შედეგად მცირდება წნევის ზრდის სიჩქარე ტრადიციულ საწვავზე მომუშავე ბაზურ დიზელის ძრავას ანალოგიურ მაჩვენებელთან შედარებით.

3. აიჰლზედერისა (H. Eichlseder) და სხვ. [16] ექსპერიმენტებში, რომელიც ჩატარდა წყალბადის დიზელზე (BMW, S/D=90/84 მმ/მმ, $n=4\ 000$ წთ⁻¹, $\epsilon=16,5\dots 26$, $p_{შეფრქვ.}=300$ ბარი, $p_z=200$ ბარი.) გამოკვლეული იყო აალების სამი ხერხი: კუმშვით, ვარვარა სანთლითა და ვარვარა ჩასადგმელით (წვირით). ამის გარდა, ამ სამუშაოში გამოყენებული იყო წყალბადის ორჯერადი შეფრქვევა. ციკლის განმავლობაში წყალბადის პირველი (პილოტური)

ნაწილი შეიფრქვევოდა ზედა მკვდარ წერტილამდე (ზმწ) 60°-ით ადრე. წარმოქმნილი ჰაერწყალბადის ნარევი ააღდებოდა ნაპერწკლით და მისი წვის ზონაში ზმწ-ის შემდეგ შეიფრქვევოდა ციკლური მიწოდების მეორე ნაწილი. ასეთი ორჯერადი შეფრქვევით, ზმწ-ის მიმართ თბოგამოყოფის სიჩქარის მაქსიმუმის ოპტიმალური მდებარეობაა უზრუნველყოფილი, ხოლო ძრავას ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი (მქკ) 0,46-ს ($\eta_i=0,46$) აღწევს. ნათელია, რომ სამუშაო პროცესის ორგანიზაციის განხილული კონცეფციები იძულებითი ანთების წყალბადის დიზელებში განსხვავდება კლასიკური დიზელური პროცესისაგან. ამიტომ მათ ხშირად „დიზელმსგავსებს“ (Dieselähnliche) ან ჰიბრიდულ პროცესებს უწოდებენ. ამით ხაზს უსვამენ კლასიკური პროცესების ოტოსა (Otto) და დიზელის (Diesel) [16] უპირატესობების კომბინაციას.

წყალბადის დიზელის სამუშაო პროცესის დეტალური ექსპერიმენტული კვლევები, აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევით, ჩატარდა მიუნხენის ტექნიკურ უნივერსიტეტში პროფესორ გ. ვოშნისა (G. Woschni) და დოქტორ კ. ცაილინგერის (K. Zeininger) [17, 18, 19, 20, 21] მიერ წყალბადზე კონვერტირებულ ერთცილინდრიან დიზელ MAN 30/24-ზე, რომლის ექსპერიმენტული დანადგარი აღწერილია ნაშრომში [21]. უფრო გვიან ამავე დანადგარზე, პროფესორმა რ. ქავთარაძემ (R. Kavtaradze) გამოიკვლია აალების შეფერხების პერიოდი წყალბადის შემცველ სხვადასხვა სინთეზ-გაზისათვის [21, 22, 23].

ხაზი უნდა გაესვას იმ გარემოებას, რომ ყველა აღნიშნული კვლევა ექსპერიმენტული ხასიათისაა და აქედან გამომდინარე შეეხება ტრადიციული დიზელის წყალბადზე კონვერტირების ერთ, რომელიმე კონკრეტულ პრობლემას. გარდა ამისა, ექსპერიმენტების დროს ყოველთვის არსებობს კვლევის შესაძლო კონცეპტუალური და კონსტრუქციული ვარიანტების გამოყენების შეზღუდვა. ყოველივე ეს, ართულებს ექსპერიმენტულად მიღებული შედეგების განზოგადოებას სხვა ტიპის დიზელებისათვის და ავიწროვებს მათი გამოყენების დიაპაზონს.

აუცილებელია აღნიშნოს, რომ არსებული მოდელები (R. Jorach) [15], (H. Eichlseder) და სხვ. [16], H. Rottengruber [17], U. Wiebicke [18], G. Woschni და სხვ. [20]) ეფუძნება თერმოდინამიკის განტოლებებს, რომლებითაც პრაქტიკულად შეუძლებელია წყალბადის დიზელის შესაქმნელად აუცილებელი ისეთი ამოცანების გადაჭრა, როგორცაა: ძრავას ცილინდრში წვის პროცესის დროს ლოკალური არასტაციონარული ტემპერატურების (NO_x -ის წარმოშობის ძირითადი მიზეზის) გაანგარიშების შესაძლებლობა, წყალბადის წვისას NO_x -ის ემისიაზე ტურბულენტურობის კინეტიკური ენერჯის გავლენისა, დიზელში წყალბადის წვის პროცესის თავისებურებების დადგენა და სხვ.

მხოლოდ ამ ამოცანების გადაწყვეტითაა შესაძლებელი, წყალბადის დიზელის ეკოლოგიური და ეფექტური მაჩვენებლების პროგნოზირება, კონსტრუქციული და რეგულირებადი ფაქტორების ცვლილებით მათი სრულყოფის გზების დასახვა.

ზემოთ აღნიშნულის გათვალისწინებით, სადისერტაციო კვლევისას დასახული იყო შემდეგი პრობლემების გადაჭრა: აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევით მომუშავე დიზელის ძრავას სამუშაო პროცესის 3D მათემატიკური მოდელის შექმნა და ვერიფიკაცია, წვის კამერაში მიმდინარე პროცესების მოდელირება ძრავას ეკოლოგიური და ეფექტური მაჩვენებლების პროგნოზირებისა და სრულყოფისათვის, ამ მაჩვენებლებზე ძრავას კონსტრუქციული და რეგულირებადი პარამეტრების გავლენის გამოკვლევა და წყალბადის დიზელის პერსპექტიულობის მეცნიერულ-ტექნიკური დასაბუთება.

თავი 2. კვლევა, შედეგები და განსჯა

2.1. აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის მუშა პროცესის განხორციელების პრობლემები

აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის მუშა პროცესის თავისებურებანი და განხორციელების პრობლემები, უპირველეს ყოვლისა განპირობებულია, წყალბადის, როგორც დიზელის საწვავის, თბოფიზიკური თვისებებით. წყალბადი ყველაზე მსუბუქი აირია. ის ჰაერზე 14,5-ჯერ მსუბუქია. ცხადია, რომ რაც ნაკლებია მოლეკულების მასა, მით მეტია მათი სიჩქარე ერთნაირი ტემპერატურის დროს. წყალბადის მოლეკულები ნებისმიერი აირის მოლეკულებზე სწრაფად მოძრაობს და უფრო სწრაფად გადააქვს სითბო, ამიტომ, წყალბადი აირად ნივთიერებებში გამოირჩევა ყველაზე მაღალი თბოგამტარობით. შედარებისათვის: ატმოსფერული წნევისა და 20°C ტემპერატურის დროს წყალბადის თბოგამტარობა $\lambda=0,1815$ ვტ / მ K, რაც იმავე პირობების დროს ჰაერის თბოგამტარობაზე ($\lambda=0,0251$ ვტ / მ K) 7-ჯერ მეტია. ნორმალურ პირობებში წყალბადი უფერო, უსუნო აირია. თხევადი სახით ის არსებობს მხოლოდ დაბალი ტემპერატურების მცირე ინტერვალში: $-252,76\dots-259,2$ $^{\circ}\text{C}$. ამ უფერო, მსუბუქი სითხის სიმკვრივე -253 $^{\circ}\text{C}$ -ზე ტოლია $\rho=70,8$ კგ/მ³. როდესაც ტემპერატურა $t<-259,2$ $^{\circ}\text{C}$ (მყარი წყალბადის დნობის ტემპერატურა), წყალბადი გადადის მყარ ფაზაში და თოვლის მსგავსი კრისტალური მასა ხდება (-262 $^{\circ}\text{C}$ დროს $\rho=80,7$ კგ/მ³). ძრავას საწვავების ძირითადი თბოფიზიკური თვისებები მოყვანილია ცხრილი 1.-ში.

1-ლი ცხრილიდან ჩანს, რომ აირად წყალბადზე მომუშავე ძრავებში თვითაალების პრინციპის (კუმშვით აალება) განხორციელებას ხელს უშლის წყალბადის თვითაალების მაღალი ტემპერატურა, რომელიც 2,3-ჯერ მეტია დიზელის საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე.

ცხრილი 1.

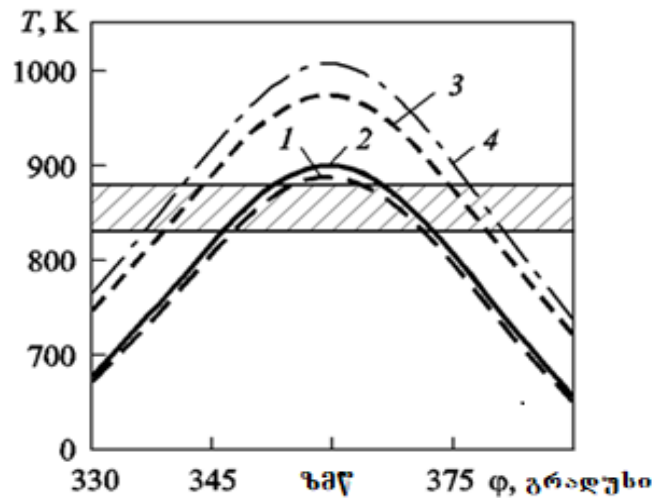
ალტერნატიული და ტრადიციული საწვავების თბოფიზიკური თვისებები [10]

თვისება	განზომილ.	ბენზინი სუპ.პლუსი	დიზელის საწვავი	მეთანი	წყალბადი	
სიმკვრივე თხევად მდგომარეობაში (p=1,013 ბარი და t=...)	კგ/მ ³ °C	750-770 15	820-845 15	423 -162	70,8 -253	
სიმკვრივე აირვან მდგომარეობაში (p=1,013 ბარი და t=0 °C)	კგ/მ ³	-	-	0,716	0,090	
დუღილის ტემპერატურა (ინტერვალი, p=1,013 ბარი)	°C	30-190	210-355	-161,5	-252,8	
ჰაერის სტექიომეტრიული რაოდენობა	კგ ჰაერი/ კგ საწვავი, მოცულ. %	14,0	14,7	17,2	34,3	
		-	-	9,5	29,5	
გარე ნარევეწარმოქმნის დროს საწვავი ნარევის თბოუნარიანობა P=1,013 ბარი, t=0 °C, α ₃ =1	კჯ/მ ³	3 760	-	3 400	3 190	
შიგა ნარევეწარმოქმნის დროს საწვავი ნარევის თბოუნარიანობა P=1,013 ბარი, t=0 °C, α ₃ =1	კჯ/მ ³	3 830	3 770	3 760	4 520	
მოლური მასა	კგ/მოლი	≈98	≈190	16,043	2,016	
საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობა	კჯ/კგ	41 400	42 900	50 000	120 000	
ენერგო ტევადობა	თხევად მდგომ.(p =1,013 ბარი)	კჯ/დმ ³	31 700	35 800	21 000	8 500
	აირვან მდგომარ ეობაში		-	-	12 600 p=350 ბარი, T=280 K	3 000 p=350 ბარი, T=280 K
ჰაერში აალების ზღვრები P=1,013 ბარი, t=25 °C,	მოცულ. % α ₃ ინტერვ.	1-7,6 1,4-0,4	0,6-5,5 1,35-0,48	4,4-15 2,28-0,6	4-76 10-0,13	
ჰაერში თვითაალების ტემპერატურა P=1,013 ბარი	°C	230-450	250	595	585	
ჰაერში ანთების მინიმალური ენერგია α ₃ =1	მჯ	0,24	0,24	0,29	0,017	
ჰაერში დიფუზიის კოეფიციენტი	p=1,013 ბარი, t=0 °C	მ ² /წმ	5•10 ⁻⁶	-	16•10 ⁻⁶	61•10 ⁻⁶
	p=100 ბარი, T=1000 K		-	-	1,9•10 ⁻⁶	8,5•10 ⁻⁶
ჰაერში ლამინარული ალის სიჩქარე	მ/წმ	≈0,4	≈0,4	≈0,42	≈2,30	

P=1,013 ბარი, t=25 °C, α₃=1						
ოქტანური რიცხვი (კვლევიტი)		-	98	-	130	-
მეთანური რიცხვი		-	88	-	100	0
ცეტანური რიცხვი		-	-	52-54	-	-
კომპონენტების მასური წილი	C	%	85,6	86,1	74,9	0
	H		12,2	13,9	25,1	100
	O		2,2	0	0	0

ნათელია, რომ წყალბადის დიზელში უნდა იყოს მაღალი კუმშვის ხარისხი, რათა (წყალბადის შეფრქვევისას) ცილინდრში კუმშვის ბოლოს იყოს უფრო მაღალი ტემპერატურა, ვიდრე წყალბადის თვალეზისთვისაა საჭირო. ამასთან ერთად, მთავარია, რომ ასეთი ტემპერატურა ცილინდრში განსაზღვრული დროით შენარჩუნდეს, რათა ჰაერწყალბადის ნარევის აალების კერები წარმოიქმნას.

1-ლ ნახ-ზე მოყვანილია კუმშვა-გაფართოების პროცესში ტემპერატურის ცვლილება კუმშვის ხარისხსა და შეშვებული ჰაერის ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით.



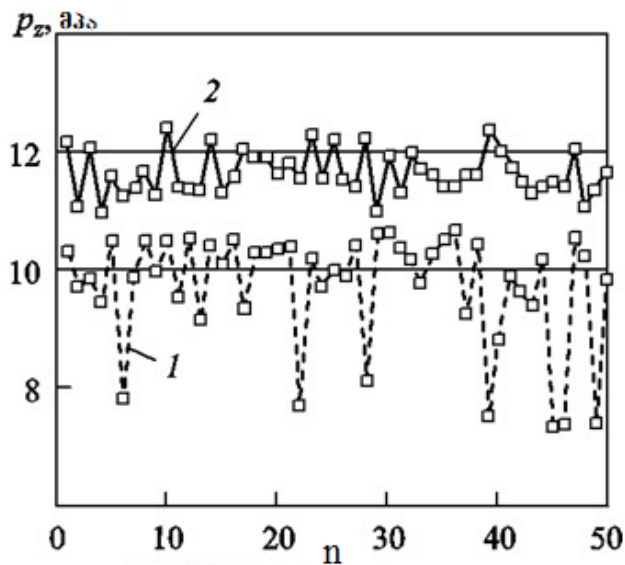
ნახ. 1. იძულებითი ბრუნვისას დიზელ MAN 30/24-ის კუმშვა-გაფართოების პროცესში ტემპერატურის ცვლილება ($n=800$ წთ⁻¹) კუმშვის ხარისხსა და შეშვებული ჰაერის ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით. 1. $\epsilon=16,8$, $t_3=20^\circ\text{C}$; 2. $\epsilon=17,6$, $t_3=20^\circ\text{C}$; 3. $\epsilon=16,8$, $t_3=65^\circ\text{C}$; 4. $\epsilon=17,6$, $t_3=75^\circ\text{C}$.

1-ლ ნახ-ზე დამტრიხული ნაწილი შეესაბამება წყალბადის თვითაალების იმ ტემპერატურებს, რომლებიც სხვადასხვა პუბლიკაციებშია დაფიქსირებული. როგორც ჩანს, ატმოსფერული ტემპერატურის მქონე შემვებული ჰაერი და დაბალი კუმშვის ხარისხები ($\epsilon < 16,8$) არაა საკმარისი წყალბადის თვითაალებისათვის. წყალბადის თვითაალების ტემპერატურა შეფრქვევის დაწყებამდე უნდა მიიღწეს, რათა უზრუნველყოფილ იქნეს თვითაალების მცირე შეფერხება ანუ, ცილინდრში შეკუმშული ჰაერის ტემპერატურა **ზმწ**-მდე უნდა იყოს მაღალი წყალბადის თვითაალების ტემპერატურაზე (585°C -ზე) და გარკვეული დროით უნდა შენარჩუნდეს (არ უნდა დაეცეს), რათა განხორციელდეს გარანტირებული აალება და სტაბილური წვა. ნათელია, რომ ამ შემთხვევაში, ძრავას კუმშვის ხარისხის გაზრდა არა მარტო სასურველია, არამედ აუცილებელიცაა. მეორე მხრივ, კუმშვის ხარისხის ზრდა შეზღუდულია თერმული და მექანიკური დამაბულობებით. კერძოდ კი ციკლის მაქსიმალური წნევის მნიშვნელობით (ამ კონკრეტულ შემთხვევაში მისი სიდიდე არ უნდა აღემატებოდეს $p = 15$ მპა). გარდა ამისა, კუმშვის ხარისხის მნიშვნელოვანი გაზრდა შესაბამისად მიგვიყვანს წვისათვის საჭირო კამერის მოცულობის საკმაო შემცირებამდე. ამიტომ, უმჯობესია კუმშვის ხარისხისა და შემვებული ჰაერის შეთბობის ტემპერატურის ერთმანეთთან შეხამება. გარდა ამისა, შემვებული მუხტის ტემპერატურის ზრდა დადებით გავლენას ახდენს, წყალბადის დიზელის ცილინდრში, ერთმანეთის მიყოლებით მიმდინარე სამუშაო ციკლების სტაბილურობაზე. 1-ლ ნახ-ზე კარგად ჩანს, რომ ცილინდრში შემვებული ჰაერის ტემპერატურის ზრდა კუმშვის ბოლოს უფრო მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ტემპერატურაზე, ვიდრე კუმშვის ხარისხის ზრდა.

აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევით მომუშავე დიზელში სამუშაო ციკლის ხარისხიანი განხორციელების მეორე პრობლემაა მუშა რეჟიმის მიხედვით სამუშაო პროცესის პარამეტრების ციკლური რხევების წარმოქმნისადმი საგრძნობი მიდრეკილება. ეს რხევები ციკლიდან ციკლამდე გამოიხატება, როგორც მაქსიმალური წნევის (p_z), ასევე საშუალო

ინდიკატორული წნევის (p_i) ცვლილებაში. წყალბადის ძრავაში წნევის ციკლური რხევები დამოკიდებულია ბევრ ფაქტორზე, რომლებიც მოყვანილია ნაშრომებში [19, 20]. გამოქვეყნებული მასალების ანალიზის შედეგად დადგინდა, რომ:

1. საქშენის ნახვრეტის გეომეტრიის, წყალბადის შეფრქვევის საწყისი მომენტისა და წყალბადის დიზელის ცილინდრში მუხტის მოძრაობის ინტენსივობის შეცვლა ვერ უზრუნველყოფს ციკლის მაქსიმალური წნევის რხევების შემცირებას მისაღებ მნიშვნელობებამდე;
2. ციკლური რხევების ძირითადი მიზეზია, თვითაალების მომენტისათვის ჰაერწყალბადის ნარევის შედარებით დაბალი ტემპერატურა, რომელთა (რხევების) საგრძნობი შემცირება შესაძლებელია ციკლის ტემპერატურის ზრდით.



ნახ.2. წყალბადის შეფრქვევის მომენტისა და ჰაერის სიჭარბის ოეფიციენტის მუდმივობის დროს ($\varphi_{შეფრქვ} = 345^\circ$, $\alpha_3 = 2,6$) p_z წნევის ციკლურ რხევებზე შეშვებული ჰაერის შეთბობის გავლენა, როცა $\varepsilon = 17,6$; $1.t_j = 20^\circ C$ და $2.t_j = 72^\circ C$. n - თანმიმდევრობითი ციკლების ნომერი.

წყალბადის დიზელის ძირითად დეტალებზე დასაშვები თერმული დატვირთვების გათვალისწინებით შესაძლებელია, კუმშვის ხარისხის

გაზრდა 16,8-დან 17,6-მდე. კუმშვის ხარისხის ასეთი ზრდა საგრძნობლად ვერ ცვლის კუმშვის ბოლოს ტემპერატურას, მაგრამ, $\epsilon=17,6$ -ის დროს შეშვებული ჰაერის ტემპერატურის მატება ($t_p > 70^\circ\text{C}$) ციკლური რხევების დონეს ამცირებს დასაშვებ დაბალ ზღვრებამდე, როგორც ეს ჩანს მე-2 ნახ-ზე.

აირის ტემპერატურის გაზრდა ცილინდრში წყალბადის შეფრქვევის მომენტისათვის, ამცირებს წყალბადის აალების შეფერხების პერიოდს და ზრდის თბოგამოყოფის სიჩქარეს. თანმიმდევრობით მიყოლებულ ციკლებში წვის პროცესების მიმდინარეობა და შესაბამისად წნევები თანაბრდება, ხოლო ერთდროული ქმედება - აალების შეფერხების პერიოდის დროის შემცირება და თბოგამოყოფის სიჩქარის გაზრდა, მნიშვნელოვნად ზრდის ციკლის მაქსიმალურ წნევას (ნახ. 2.).

სერიული დიზელის წყალბადზე კონვერტირებისას, მხედველობაში უნდა მივიღოთ, რომ წყალბადის აალებას სჭირდება ანთების მცირე ენერგია, ანუ მისი გაჟონვისას საკმარისია უმნიშვნელო წყარო და ეს გამოუყენებელი ნაწილი, შეიძლება ააღდეს. ამ არასასურველი მოვლენის ასაცილებლად მიღებული უნდა იქნას შესაბამისი ზომები.

თერმოდინამიკის თვალსაზრისით, წყალბადს, როგორც ძრავას საწვავს, აქვს თავისი თავისებურებანი, რომელიც შემდეგში მდგომარეობს: წყალბადის წვისას მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი დამოკიდებულია ნარევეწარმოქმნის ხერხზე [9, 24]. დღუშიან ძრავებში გამოყენებული ნახშირწყალბადოვანი საწვავები, გამოსახულია განზოგადებული ქიმიური ფორმულით - $C_nH_mO_r$ -ით. 24-ე ნაშრომში მოცემულია ფორმულები მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის გამოთვლისათვის, ნარევეწარმოქმნის ხერხსა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე (α_3) დამოკიდებულებით:

- შიგა ნარევეწარმოქმნის შემთხვევაში

$$\mu_0 = \frac{M_{\text{ჰ}} - M_{O_2\text{ხარჯი}} + M_{\text{წგ.პრ.}}}{M_{\text{ჰ}}} = 1 + 0,21 \frac{m + 2r}{4n + m - 2r} \frac{1}{\alpha_{\text{ჰ}}} \quad (1)$$

- გარე ნარევეწარმოქმნის შემთხვევაში

$$\mu_0 = \frac{M_{\text{ჰ}} - M_{O_2\text{ხარჯი}} + M_{\text{წგ.პრ.}}}{M_{\text{ჰ}} + M_{\text{საწგ.}}}} = \frac{1 - 0,21 \frac{1}{\alpha_{\text{ჰ}}} + \frac{4n + 2m}{4n + m - 2r} 0,21 \frac{1}{\alpha_{\text{ჰ}}}}{1 + \frac{4}{4n + m - 2r} 0,21 \frac{1}{\alpha_{\text{ჰ}}}} \quad (2)$$

სადაც $M_{\text{საწგ.}} = M_{C_nH_mO_r}, M_{\text{ჰ}}, M_{O_2\text{ხარჯი}}, M_{\text{წგ.პრ.}} = M_{CO_2} + M_{H_2O}$ - საწვავის, ჰაერის, დახარჯული ჟანგბადისა და წვის პროდუქტების მოლური რაოდენობებია.

წყაბადის წვის რეაქცია (როცა $\alpha_{\text{ჰ}} \geq 1$) შემდეგი ქიმიური განტოლებით მიმდინარეობს: $2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$. მაშინ H_2 -სათვის (1) და (2) ფორმულების თანახმად და იმის გათვალისწინებით, რომ $m=2$ და $n=r=0$, მივიღებთ:

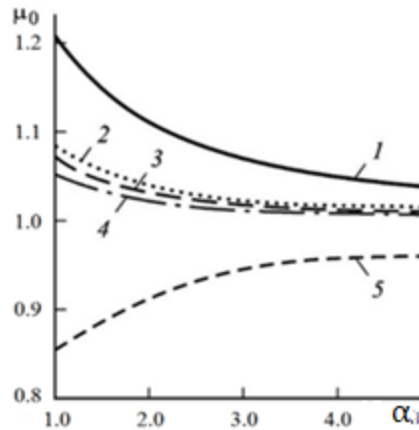
- შიგა ნარევეწარმოქმნის შემთხვევაში

$$\mu_0 = 1 + 0,21 \frac{1}{\alpha_{\text{ჰ}}} \quad (1)$$

- გარე ნარევეწარმოქმნის შემთხვევაში

$$\mu_0 = \frac{\alpha_{\text{ჰ}} + 0,21}{\alpha_{\text{ჰ}} + 0,42} \quad (2)$$

ჩანს, რომ წყალბადის წვისას, როცა $\alpha_{\text{ჰ}} \geq 1$, საწვავის (წყალბადის) მოლელების რიცხვი ტოლია წვის პროდუქტების (წყლის ორთქლის) მოლელების რიცხვისა, და ორჯერ მეტია ვიდრე რეაქციაში დახარჯული ჟანგბადისა. მე-3 ნახ-ზე წარმოდგენილია მოცემული გამოსახულებებით აგებული $\mu_0 = \mu_0(\alpha_{\text{ჰ}})$ ფუნქციის სახეები. შიგა ნარევეწარმოქმნის შემთხვევაში ე. ი. ცილინდრში წყალბადის უშუალო მიწოდებით, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდისას μ_0 მცირდება, მაგრამ ნარჩუნდება ტოლობა $\mu_0 > 1$. გარე ნარევეწარმოქმნის შემთხვევაში კი პირიქითაა, $\alpha_{\text{ჰ}}$ ზრდით μ_0 იზრდება, მაგრამ მაინც $\mu_0 < 1$.



ნახ. 3. სხვადასხვა სახის საწვავის ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის ცვლილება ნარევეწარმოქმნის ხერხსა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე (α_3) დამოკიდებულებით. 1, 5-წყალბადი, შესაბამისად შიგა და გარე ნარევეწარმოქმნა; 3-4 -ბენზინი, შესაბამისად შიგა და გარე ნარევეწარმოქმნა; 2-დიზელის საწვავი შიგა ნარევეწარმოქმნა.

რადგან, ბენზინისა და დიზელის საწვავის ქიმიური ფორმულის $C_n H_m O_r$ ზუსტი სახე არაა ცნობილი, ამიტომ $\mu_0 = \mu_0(\alpha_3)$ ფუნქციის განსაზღვრისათვის შეიძლება ამოვიდეთ მათი ელემენტარული შემადგენლობიდან [13]. როგორც ჩანს, შიგა ნარევეწარმოქმნის ძრავასათვის (რომლებიც ნებისმიერ განხილულ საწვავზე მუშაობს) $\mu_0 > 1$. გარე ნარევეწარმოქმნის ძრავასათვის ბენზინზე მუშაობისას $\mu_0 > 1$, მაგრამ წყალბადზე მუშაობისას $\mu_0 < 1$. ეს ეფექტი განსაკუთრებით საგრძნობია ჰაერის სტექიომეტრული რაოდენობისას, როცა $\alpha_3 = 1$. როცა $\mu_0 > 1$ -ზე მოცულობის ზრდის გამო საშუალო ეფექტური წნევა იზრდება. არასრული წვის დროს μ_0 -ის ცვლილება, როცა ($\alpha_3 < 1$) განხილულია ნაშრომში [13].

როგორც ჩანს, წყალბადის დიზელს საგრძნობი თერმოდინამიკური უპირატესობები გააჩნია, გარე ნარევეწარმოქმნის წყალბადის ძრავასთან და ტრადიციულ საწვავზე მომუშავე სხვა ძრავებთან შედარებით.

წყალბადის დიზელის შემოთავაზებული კონცეფცია იმით განსხვავდება, რომ ცილინდრში წყალბადის მიწოდება უნდა განხორციელდეს მაღალი წნევით. ე. ი. წინასწარ უნდა შეიკუმშოს წყალბადი, რაც გარკვეულ დანახარჯებს მოითხოვს, მაგრამ ნებისმიერ შემთხვევაში დანახარჯები აქ გაცილებით ნაკლები იქნება, ვიდრე თხევადი წყალბადის გამოყენებისას, რადგან ამ შემთხვევაში საჭიროა ძვირადღირებული კრიოგენური ტექნოლოგიის გამოყენება და გასათვალისწინებელია წყალბადის გათხევადებისათვის ენერჯის დანახარჯებიც.

ამრიგად, აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის ხარისხიანი მუშა პროცესის განსახორციელებლად, აუცილებელია:

1. კუმშვის ტაქტის ბოლოს, ცილინდრში წყალბადის შეფრქვევის მომენტისათვის შეკუმშული ჰაერის ისეთი ტემპერატურის უზრუნველყოფა, რომელიც წყალბადის თვითაალების ტემპერატურას აღემატება;
2. თანმიმდევრული მუშა ციკლების მაქსიმალური წნევის მნიშვნელობების რხევების მინიმიზაცია ან სრული აღმოფხვრა, რაც შესაძლებელია კუმშვის ტაქტის ბოლოს, წყალბადის შეფრქვევის მომენტისათვის, შეკუმშული ჰაერის ტემპერატურის გაზრდით ტრადიციულ საწვავზე მომუშავე დიზელებთან შედარებით.

კუმშვის ტაქტის ბოლოს წყალბადის დიზელის ცილინდრში ჰაერის ტემპერატურის გაზრდა შესაძლებელია, ძრავას კუმშვის ხარისხის გაზრდით ან კუმშვის ტაქტის დასაწყისში ტემპერატურის აწევით, რაც შევსების პროცესში ცილინდრში შემავალი ჰაერის შეთბობით ან ჩაბერვის წნევის გაზრდით უნდა მიიღწეს. კუმშვის ხარისხის გაზრდა მოითხოვს წვის კამერის მოცულობის შემცირებას, რაც დგუმის კონსტრუქციის ცვლილებასთანაა დაკავშირებული. გარდა ამისა, კუმშვის ხარისხის გაზრდა შეზღუდულია მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმზე მოქმედი დინამიკური დატვირთვებით. ცილინდრში შემავალი ჰაერის ტემპერატურის სიდიდის გაზრდა შესაძლებელია, მაგალითად, ჩაბერვის წნევის, ან ჰაერის

შუალედური გაგრილების სისტემის (თუ საბაზო ძრავა აღჭურვილია ასეთი სისტემით) რეგულირებით.

ამრიგად, წყალბადის დიზელის კუმშვის ხარისხისა და ცილინდრში შემავალი ჰაერის ტემპერატურის სიდიდეები ისე უნდა შეირჩეს, რომ კუმშვის ბოლოს უზრუნველყოფილ იქნეს ტემპერატურა 800-900 K-ის ფარგლებში. კუმშვის ხარისხისა და შემავალი ჰაერის ტემპერატურის მნიშვნელობების დადგენა უნდა განხორციელდეს ყველა კონკრეტული სერიული დიზელის წყალბადზე კონვერტირებისას, ისე, როგორც ეს ზემოთ იყო ნაჩვენები დიზელ MAN 30/24-სათვის (იხ. ნახ.1. და ნახ.2.), რომლის წყალბადზე კონვერტირება სადისერტაციო კვლევაშია.

2.2. წყალბადის დიზელის ცილინდრში ტურბულენტური მოძრაობის, ნარევის წვისა და აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესების 3D მოდელის დამუშავება მოძრაობის რაოდენობის (ნავიე-სტოქსის), ენერჯის (ფურიე-კირხჰოფის), დიფუზიისა (ფიკის) და უწყვეტობის განტოლებების გამოყენებით და NO_x-ების წარმოქმნის ქიმიური კინეტიკის (ზელდოვიჩის თერმული მექანიზმის) გათვალისწინებით

სადისერტაციო კვლევის ერთ-ერთი მიზნია, წყალბადის დიზელის დამუშავების პროცესში, მისი ეკოლოგიური და ეფექტური მაჩვენებლების პროგნოზირება. აგრეთვე, ამ მაჩვენებლებზე სხვადასხვა კონსტრუქციული და რეგულირებადი ფაქტორების გავლენის კვლევა და ანალიზი, რაც ძრავას ცილინდრში მიმდინარე თბოფიზიკური პროცესების მათემატიკური მოდელირებითაა შესაძლებელი.

მხოლოდ მათემატიკურ მოდელირებაზე დაფუძნებული კვლევის მეთოდოლოგიით არის შესაძლებელი, განვსაზღვროთ ძრავას სამუშაო პროცესის მახასიათებელი პარამეტრების ლოკალური მნიშვნელობები. კერძოდ (ჩვენს შემთხვევაში), აზოტის ჟანგეულების ლოკალური კონცენტრაცია წვის კამერაში ძრავას კონსტრუქციულ და რეგულირებად

პარამეტრებზე დამოკიდებულებით და მივიღოთ ზომები მათ შესამცირებლად.

აქვე უნდა აღვნიშნოთ ისიც, რომ ხსენებული ლოკალური პარამეტრების ცვლილების ექსპერიმენტული კვლევა დიდ ფინანსურ დანახარჯს მოითხოვს, უფრო ხშირად კი შეუძლებელიცაა. ცხადია, რომ მათემატიკური მოდელირება მნიშვნელოვნად დააჩქარებს და გააიაფებს წყალბადზე კონვერტირებული დიზელის წვის კამერაში მიმდინარე პროცესების სრულყოფას და ძრავას ეკოლოგიური მაჩვენებლების გაუმჯობესებას, რაც კვლევის საბოლოო მიზანია.

მოდრაობის რაოდენობის, ენერგიის, დიფუზიისა და უწყვეტობის ფუნდამენტური განტოლებები. შიგაწვის ძრავების სამუშაო პროცესის მათემატიკური მოდელირება გულისხმობს: ცილინდრში მიმდინარე რთული, არასტაციონარული თბოფიზიკური პროცესების მათემატიკურ აღწერას (მოდელის დამუშავებას), შედგენილ განტოლებათა სისტემის ამოხსნას (მოდელის რეალიზაციას) და გაანგარიშებით მიღებული შედეგების ექსპერიმენტულ შემოწმებას (მოდელის ვერიფიკაციას). იმ შემთხვევაში, როცა მათემატიკური მოდელირებით მიღებული შედეგები ექსპერიმენტით მიღებულთან დასაშვებზე მეტია, საჭიროა დამუშავებული მათემატიკური მოდელის დაზუსტება და მოდერნიზაცია, ხოლო შემდეგ ზემოთ აღწერილი თანმიმდევრული პროცედურების კვლავ განმეორება და ა. შ. მანამ, არ მიიღწევა სასურველი დამთხვევა კვლევის თეორიულ და ექსპერიმენტულ შედეგებს შორის.

აირად წყალბადზე კონვერტირებული დიზელის წვის კამერაში ლოკალური პარამეტრების ცვლილების მოდელირება გულისხმობს მაღალი რანგის 3D მათემატიკური მოდელების გამოყენებას. გამოკვლევები ეფუძნება: მოძრაობის რაოდენობის (ნავიე-სტოქსის(Navier-Stokes)), ენერგიის (ფურიე-კირხჰოფის Fourier-Kirchhoff)), დიფუზიისა (ფიკის(Fick)) და მასის შენახვის (უწყვეტობის) ფუნდამენტურ განტოლებებს და ამ განტოლებებისაგან შემდგარი სისტემის ამოხსნას რიცხვითი მეთოდების, კერძოდ საკონტროლო

მოცულობების მეთოდის (ზოგიერთი ტერმინოლოგიით, სასრული მოცულობების მეთოდის) გამოყენებით; საწყის ეტაპზე აღნიშნული განტოლებების ფავრის (Favre) მეთოდით გასაშუალოებას და რეინოლდსის (Reynolds) ფორმით მათ ჩაწერას; ასევე, ამ სისტემებისათვის განტოლებების დამატებას, რომლებიც ტურბულენტურობას, წყალბადის წვის პროცესსა და ამ პროცესში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის მექანიზმს აღწერს.

ჰიდრო და გაზოდინამიკის, აგრეთვე სასაზღვრო შრის თეორიის კლასიკურ სახელმძღვანელოებში მოცემულია აღნიშნული ფუნდამენტური განტოლებების მიღების მეთოდები და ანალიზი [25]. ეს განტოლებები, როგორც 24-ე ნაშრომშია ნაჩვენები, შეიძლება ჩაიწეროს სუბსტანციის შენახვის განზოგადოებული კანონის სახით, რომლის თანახმადაც არასტაციონარული და კონვექციური ნაკადების ჯამი დიფუზიური და წყაროს ნაკადების ჯამის ტოლია:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho\Phi) + \text{div}(\rho\vec{W}\Phi) = \text{div}(\Gamma_\Phi \text{grad}\Phi) + S_\Phi \quad (3)$$

სადაც ρ სიმკვრივეა, \vec{W} – სიჩქარის ვექტორი, Φ – ნებისმიერი დამოუკიდებელი ცვლადი, Γ_Φ – მიმოცვლის კოეფიციენტი (დიფუზიის), S_Φ –წევრი, რომელიც შეიძლება წარმოდგენილ იქნეს როგორც გენერაციისა S_{Φ_g} და ანიჰილაციის S_{Φ_a} ნაკადების სხვაობა, ანუ $S_\Phi = S_{\Phi_g} - S_{\Phi_a}$.

კონკრეტული სახე Γ_Φ და S_Φ და ასევე S_{Φ_g} და S_{Φ_a} დამოკიდებულია Φ ცვლადის არსზე (იხ. ცხრილი 2) და შესაბამისი მნიშვნელობების ჩასმით (3) განტოლებიდან ვიღებთ მოძრაობის რაოდენობის (ნავიე-სტოქსის), ენერგიის (ფურიე-კირხჰოფის), დიფუზიისა (ფიკის) და მასის შენახვის (უწყვეტობის) განტოლებებს. ჩაწერილს რეინოლდსის ფორმით:

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \frac{D\bar{W}_i}{Dt} &= \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) - \bar{\rho} \cdot \overline{W'_i W'_j} \right]; \\ \bar{\rho} \frac{D\bar{H}}{Dt} &= \bar{G}_i \bar{W}_i + \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\tau}_{ij} \bar{W}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho} \cdot \overline{T' W'_j} \right) + \bar{w}_r \bar{Q}_r + \frac{\partial \bar{q}_{Rj}}{\partial x_j}; \quad (4) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{p} \cdot \bar{W}_j) = 0; \quad \frac{D\bar{c}}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial \bar{c}}{\partial x_j} - \bar{C}' \bar{W}_j' \right) + \bar{m},$$

სადაც გამოიყენება ორჯერ განმეორებადი ინდექსის ($i, j, k = 1, 2, 3$) მიხედვით შეჯამების წესი. ამ განტოლებებში გამოყენებულია შემდეგი აღიშვნები: $D/D\tau$ - სუბსტანციური წარმოებული; ρ - სიმკვრივე, კგ/მ³; p - წნევა, პა; G_i - მოცულობითი ძალების ვექტორის პროექცია, ნ/მ³, დეკარტის მართკუთხა კოორდინატების სისტემის ღერძზე Ox_i ; C - კონცენტრაცია, კგ/მ³; H - სრული კუთრი ენერგია, ჯ/კგ; μ - დინამიკური სიბლანტე, კგ/(მ·წმ); c_p - თბოტევადობა მუდმივი წნევის დროს, ჯ/(კგ·K); w_r - ქიმიური რეაქციის სიჩქარე ერთეულ მოცულობაში, კგ/(მ³·წმ); Q_r - ერთეული მასის გამოყოფილი სითბო, ჯ/კგ; λ - თბოტევადობა, ვტ/(მ·K); δ_{ij} - კრონეკერის სიმბოლო; D - დიფუზიის კოეფიციენტი, მ²/წმ; m - მასის წყაროს ინტენსივობა (ქიმიური კომპონენტის მასის ცლილების სიჩქარე ერთეულ მოცულობაში, კგ/(მ³·წმ), W - სიჩქარის ვექტორი, მ/წმ.

დღუმიანი ძრავების სამუშაო პროცესისათვის, კერძოდ კი წყალბადის დიზელისათვის დამახასიათებელია რამდენიმე პროცესის ურთიერთქმედება, რომლებიც ერთდროულად მიმდინარეობს დროისა და სივრცის ფართო მასშტაბის დიაპაზონებში. აქ პირველ რიგში მხედველობაშია მისაღები მასის გადატანა, მოძრაობისა და ენერგიის რაოდენობა და წვის ქიმიური რეაქციები. წვის დროს გამოთავისუფლებული ენერგია ქმნის წნევის, ტემპერატურისა და სიმკვრივის გრადიენტებს და რა თქმა უნდა, მონაწილეობს გადატანის პროცესებში. მართლაც, ეს გრადიენტები თავად არიან აირში პროცესების წყაროები, რომლებსაც გადააქვთ მასა, მოძრაობის რაოდენობა და ენერგია.

გადატანის განტოლებებში წვის ქიმიური პროცესების გავლენა გათვალისწინებულია ე. წ. გენერაცია-ანიჰილაციის წევრების არსებობით, როგორებიცაა: სითბოს შიგა წყაროს ინტენსიურობა q_v და მასის წყაროს ინტენსიურობა \dot{m} . ჩავწეროთ ეს ინტენსიურობები ქიმიური რეაქციის

სიჩქარის მეშვეობით, რომელიც, როგორც ცნობილია დამოკიდებულია C კონცენტრაციასა და T ტემპერატურაზე, ანუ $w_r=f(C,T)$. გამოვსახოთ ეს სიჩქარე როგორც ერთი საწყისი რეაგენტის (საწვავის ან მჟანგავის) მასური კონცენტრაციის კლების ან როგორც რეაქციის შედეგად მიღებული, ერთი რომელიმე წვის პროდუქტის მასური კონცენტრაციის ზრდის სახით, ე. ი.

$$w_r = -\frac{dC_{\text{საწვ.}}}{d\tau} = \frac{dC_{\text{წვ.პრ.}}}{d\tau} = K(T)C_{\text{საწვ.}} C_{\text{მჟანგ.}} \text{ (კგ/მ}^3\text{წმ)},$$

მაშინ

$$q_v = Q_r w_r; \quad \dot{m} = -w_r, \quad (5)$$

სადაც Q_r (ჯ/კგ) არის ქიმიური რეაქციის შედეგად ერთეულ მასაზე გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა. ბოლო გამოსახულებაში მინუსის ნიშანი მიუთითებს, რომ ის განეკუთვნება რეაქციის პროცესში ნივთიერების (წყალბადის) კომპონენტის შემცირებას.

ცხადია, რომ აირის ქიმიურ კინეტიკასა და დინამიკას შორის ურთიერთქმედება ძალიან ართულებს მორეაგირე დინებების მოდელირებას. მართლაც, ამოცანის ასეთი დაყენებისას რეაქციის სიჩქარის განსასაზღვრავად საჭიროა ყველა კომპონენტის (რეაქციის პროდუქტების) წარმოქმნის კინეტიკური მექანიზმისა და ასევე რეაქციის სიჩქარის შესაბამისი მუდმივების ცოდნა. მხოლოდ ამის შემდეგ შეიძლება, გადატანის განტოლებებში საწყისი წევრები (რომლებიც ქიმიური რეაქციების შედეგად ახალი კომპონენტების წარმოქმნის ან საწყისი კომპონენტების გაქრობის ინტენსიურობას ახასიათებს) განისაზღვროს და დამყარდეს კავშირი აირის დინამიკასა და ქიმიურ კინეტიკას შორის.

წვისა და აზოტის ჟანგულების წარმოქმნის პროცესების მოდელირება. წყალბადის ჟანგვის მაღალტემპერატურული რეაქციები, როგორც წესი ხასიათდება დროითი მასშტაბებით, რომლებიც ძალიან ხანმოკლეა გადატანის პროცესების დროით მასშტაბებთან შედარებით, ამიტომ წინადადება ქიმიური წონასწორობის (ანუ მყისიერი წვა და

რეაქციის საბოლოო პროდუქტების წარმოქმნა) დაშვებისა შეიძლება ჩაითვალოს გამართლებულად.

ჰაერისა და საწვავის ნარევის ტურბულენტური წვის მოდელირებისას (იხ. ცხრილი 2-ის განტოლებებში გენერაცია-ანიჰილაციის წევრები) გამოიყენება ცნობილი და კარგად აპრობირებული მოდელები, რომლებიც დაფუძნებულია წვის სიჩქარის განსაზღვრის განსხვავებულ ჰიპოთეზებზე. მათ შორისაა **-TFSCM** (Turbulent Flame Speed Closure Combustion Model) მოდელი, რომელიც გათვალისწინებულია ნაპერწკლური ანთების ძრავებში ჰომოგენური და არაჰომოგენური ნარევის წვის პროცესების მოდელირებისათვის. მისი არსია რეაქციის სიჩქარის განსაზღვრა ტურბულენტური პარამეტრებისა (ტურბულენტურობის მასშტაბებისა და ინტენსიურობის) და ალის მახასიათებლების (ალის ფრონტის გადაადგილების სიჩქარისა და სისქის) გათვალისწინებით. **CFM** (Coherent Flame Model) მოდელით აქცენტი კეთდება ალის ფრონტის ფართობის ცვლილებაზე და საფუძვლად უდევს დაშვება იმისა, რომ ქიმიური რეაქციებისათვის დამახასიათებელი დროის მასშტაბები გაცილებით ნაკლებია ტურბულენტური დროის მასშტაბებთან შედარებით. ეს მოდელები ხშირად გამოიყენება დგუმიან ძრავების თეორიაში და მათი აღწერა განხილულია ნაშრომებში [24, 30].

კვლევისას გამოიყენება მაგნუსენ-ჰარტაგერის (Magnussen-Hjertager) [31] ცნობილი წვის მოდელი, რომელიც, გულისხმობს, რომ ჰაერისა და საწვავი ნარევის ორთქლის წვა მიმდინარეობს მყისიერად და ამიტომ წვის საშუალო სიჩქარე \bar{w}_r განისაზღვრება რეაგენტების ტურბულენტური შერევის დროით და ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\bar{w}_r = \frac{A}{\tau_t} \bar{\rho} \min \left(\bar{m}_{საწვ.}, \frac{\bar{m}_{O_2}}{L_0}, B \frac{\bar{m}_{წვ.პრ.}}{1+L_0} \right), \quad (6)$$

სადაც $\bar{m}_{საწვ.}$, \bar{m}_{O_2} , $\bar{m}_{წვ.პრ.}$ – შესაბამისად რეაგენტებისა (საწვავისა, ჩვენს შემთხვევაში წყალბადისა და ჟანგბადის) და წვის პროდუქტების მასების საშუალო მნიშვნელობებია; L_0 – ჰაერის მასური სტექიომეტრული

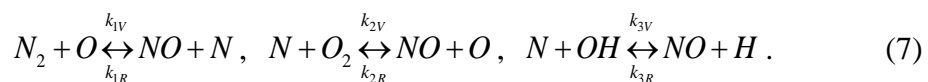
რაოდენობაა; $\tau_i = \bar{k} / \bar{\varepsilon}$ – ტურბულენტური შერევის დროა; A და B ემპირიული კოეფიციენტებია, რომლებიც ითვალისწინებს ქიმიური რეაქციის სიჩქარეზე ტურბულენტურების პარამეტრებისა და საწვავის სახის გავლენას.

მაგნუსენ-ჰარტაგერის (6) ფორმულით ტურბულენტური წვის მოდელირებას ის უპირატესობა აქვს, რომ მასში არაა გათვალისწინებული ტურბულენტური პარამეტრების ფლუქტუაციები. სამაგიეროდ საჭიროა A და B ემპირიული კოეფიციენტების შემოყვანა, რომელთა მნიშვნელობების განსაზღვრა-დაზუსტება საკვლევი ძრავას ექსპერიმენტული ინდიკატორული დიაგრამების საშუალებით უნდა განხორციელდეს [32, 33, 34, 35, 36].

საწვავის, კერძოდ კი წყალბადის ჰაერით დაჟანგვის პროცესში შიგაწვის ძრავას წვის პროდუქტებში არსებული აზოტის ჟანგეულებიდან დომინირებს $[NO]$. მაგალითად, დიზელის ძრავას წვის პროდუქტებში არსებული აზოტის ჟანგეულებიდან $[NO]$ საერთო კონცენტრაციის 95-98%-ია, ხოლო $[NO_2]$ კი დაახლოებით 2-5%, ხოლო დანარჩენი ჟანგეულების წილი უმნიშვნელოა. ამის გამო, როცა საუბარია ყველა სახის აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის მექანიზმის შესწავლასა და ჯამური კონცენტრაციის გაანგარიშებაზე, მათ $[NO]$ -სთან აიგივებენ, ანუ იღებენ, რომ $[NO_x] \equiv [NO]$ [24, 30, 38].

მნიშვნელოვანია აღინიშნოს, რომ ცილინდრში წარმოქმნილი აზოტის ჟანგეულების ლოკალური კონცენტრაციები, პირველ რიგში დამოკიდებულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისა და ტემპერატურის ლოკალურ მნიშვნელობებზე [24, 30, 38]. აზოტის ჟანგეულები ჰეტეროგენული ნარევის წვის დროს (რომელსაც ადგილი აქვს წყალბადის უშუალო შეფრქვევისას) წარმოიქმნება იმ ლოკალურ ზონებში, რომლებშიც ნარევი თავისი შემადგენლობით ახლოსაა სტექიომეტრიულთან, ხოლო ტემპერატურა აღემატება 1800 K-ს.

შიგაწვის ძრავების თეორიაში წარმოქმნის მიხედვით განასხვავებენ აზოტის სამი სახის ჟანგულს: 1. **თერმულს**, რომელიც ზელდოვიჩის (Y. B. Zeldovich) მექანიზმის მიხედვით წარმოიქმნება მაღალტემპერატურულ წვის პროდუქტებში ჰაერში არსებული აზოტიდან; 2. **სწრაფს**, რომელიც ფენიმორის (C. R. Fennimore) მექანიზმის შესაბამისად წარმოიქმნება ალის ფრონტში ჰაერში არსებული აზოტიდან; 3. **საწვავის**, რომელიც წარმოიქმნება საწვავში არსებული აზოტიდან. აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ დღეშიანი ძრავების წვის პროცესში საწვავში არსებული აზოტის გარდაქმნა აზოტის ჟანგულად პრაქტიკულად არავითარ როლს არ თამაშობს, რადგან ამ ძრავების საწვავები პრაქტიკულად არ შეიცავენ აზოტს. ნათელია, რომ წყალბადის დიზელის შემთხვევაში აზოტი ჟანგულების ეს სახე მთლიანად გამოირიცხება. გარდა ამისა, დღეშიანი ძრავებში აზოტის ჯამური ჟანგულებიდან, ფენიმორის მექანიზმის მიხედვით (**სწრაფი NO**) მხოლოდ 5-10 %, ხოლო ზელდოვიჩის მექანიზმის მიხედვით კი (**თერმული NO**) 90-95% წარმოიქმნება [24, 30, 38]. ამის გათვალისწინებით სადისერტაციო კვლევისას აზოტის ჟანგულების წარმოქმნის მოდელირება ეფუძნება აზოტის ჟანგვის თერმულ მექანიზმს, რომელიც ცნობილია ზელდოვიჩის გაფართოებული მექანიზმის სახელწოდებით [24, 30, 38]:



ამ გამოსახულებებში $k_{i=1,2,3}$ i -ური რეაქციის სიჩქარის კონსტანტას აღნიშნავს, ხოლო V და R კი შესაბამისად პირდაპირ და უკუ რეაქციას. ზელდოვიჩის გაფართოებული მექანიზმიდან (7) შეიძლება მივიღოთ აზოტის ჟანგულების წარმოქმნის კინეტიკური განტოლება:

$$\frac{d[NO]}{d\tau} = k_{1V}[N_2][O] - k_{1R}[NO][N] + k_{2V}[N][O_2] - k_{2R}[NO][O] + k_{3V}[N][OH] - k_{3R}[NO][H]. \quad (8)$$

მე-(8)-ში კვადრატული ფრჩხილები რეაქციის შესაბამისი კომპონენტების კონცენტრაციებს გვიჩვენებს. ამ განტოლებების

ამოხსნისათვის აუცილებელია წინასწარ განისაზღვროს შემდეგი კონცენტრაციები: O, N, O₂, N₂, OH და H, რომლებიც ჩვენს შემთხვევაში მიიღება როგორც ცნობილები (მეთოდი და განსაზღვრა მოცემულია მე-24, 30-ე და 38-ე ნაშრომებში). მაშინ, ჩვეულებრივი დიფერენციალური განტოლების (7)-ის ამოხსნით მიიღება დროის (მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით) მიხედვით [NO]-ს კონცენტრაციის ცვლილებები. ამისათვის თავიდან საჭიროა ქიმიური რეაქციების სიჩქარის მუდმივას მოცემულობა. ამასთანავე, ამ მუდმივების ტემპერატურაზე დამოკიდებულება განისაზღვრება არენიუსის (Arrhenius) კანონის საფუძველზე:

$$K=AT^B e^{-\frac{E}{RT}}, \quad (9)$$

სადაც K -სა და A -ს განზომილებებია მ³/(კმოლი·წმ); E – აქტივაციის ენერგია კჯ/კმოლი; B –უგანზომილებო მუდმივა, ხოლო $R=8,134$ კჯ/(კმოლი·K) – აირის უნივერსალური მუდმივაა. A და B კოეფიციენტები და ასევე E – აქტივაციის ენერგია, როგორც წესი განისაზღვრება ემპირიული მონაცემების ანალიზის საფუძველზე. 30-ე და 39-ე ნაშრომში მოყვანილი მათი მნიშვნელობები, ჩვეულებრივ ერთმანეთისაგან განსხვავდება.

განტოლების მარჯვენა მხარის ცვლილებით, ანუ შუალედური რეაქციების რიცხვის გაზრდით, გაანგარიშების ხანგრძლივობა იზრდება და თანამედროვე კომპიუტერებისათვის ასეთი სახის განტოლების ამოხსნა არაპრობლემატურია. აქ წარმოიშვება მეორე პრობლემა: შუალედური რეაქციების რიცხვის გაზრდით პირდაპირი და შექცეული რეაქციების სიჩქარის მუდმივების რიცხვი (რომლებიც ჩვეულებრივ მოცემულ პარამეტრებს განეკუთვნება) იზრდება. ამ მუდმივების შერჩევის პრობლემაა არაერთგვაროვნება: მათი მნიშვნელობები დამოკიდებულია იმ პირობებზე, რომლებიც მათ განსაზღვრას უდევს საფუძველად. ამის გამო, მუდმივების მონაცემები და ასევე, აქტივაციის ენერგია ყოველთვის არაა ერთმნიშვნელოვნად ბმული რეაქციის მექანიზმთან. როგორც მე-9

ნაშრომშია აღნიშნული, იმ სამუშაოთა რიცხვი, რომლებიც ასე თუ ისე ეხება რეაქციის სიჩქარის მუდმივების განსაზღვრას, ითვლის არაერთ ასეულ დასახელებას და ლიტერატურის ეს ნაკადი მუდმივად იზრდება. ბოლო წლებში მეცნიერებისა და ტექნიკის სხვადასხვა დარგის რიცხვითი მონაცემების შეგროვებისა და დამუშავების საერთაშორისო კომიტეტის ეგიდით და შესაბამისი ნაციონალური კომიტეტების მიერ მონაცემების შეგროვებისათვის ტარდება დიდი სამუშაო და, რაც განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია, რიცხვითი მონაცემების უტყუარობის შეფასებისთვისაც. ავტორიტეტულ გამოცემებში, რომლებიც შეიცავს მონაცემთა შეფასებას, არის ვ. ნ. კონდრატიევის (V. N. Kondratiev) [39] რეაქციების სიჩქარის მუდმივების ცნობარი და დიდ ბრიტანეთში გამოძავალი პერიოდული გამოცემა «High Temperature Reaction Rate Data». მაგრამ ასეთ გამოცემებშიც მრავალი რეაქციისათვის მოყვანილია სიჩქარის მუდმივების არსებითად განსხვავებული მნიშვნელობების მთელი წყება, რაც აიხსნება შესაბამისი კინეტიკის არასაკმარისი მონაცემებით და აქედან გამომდინარე გარკვეულობის არ არსებობით მუდმივების მნიშვნელობებში, რომლებიც შეიძლება, შემდგომი გამოყენებისათვის იქნეს რეკომენდებული.

ძრავას საწვავად წყალბადის გამოყენებისას, წვის რეაქციის ზონებში მიიღება უფრო მაღალი ტემპერატურა, ვიდრე ტრადიციული დიზელის საწვავის წვისას. გარდა ამისა, წყალბადის წვა მიმდინარეობს სხვა კინეტიკური სქემით, რასაც მივყავართ იქამდე, რომ პარამეტრები: A , B და E არენიუსის კანონიდან (9), რომლებიც კარგ შედეგებს იძლევა დიზელის საწვავის შემთხვევაში, არ გამოდგება წყალბადის ძრავებში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის მოდელირებისათვის. აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის შედარებითი გაანგარიშებები (კინეტიკური რეაქციის სხვადასხვა მუდმივებისას) მოცემულია შემდეგ ნაშრომებში [9, 17, 18, 20] და მე-2 ცხრილში. შეიძლება ითქვას, რომ მე-(7) განტოლების პირდაპირი რეაქციებისათვის წყალბადის დიზელის $[NO_x]$ -ის ყველაზე უფრო ზუსტი რიცხობრივი მნიშვნელობები მიიღება ი. ვარნატცის (J. Warnatz)[30]

მონაცემების გამოყენებით, ხოლო შებრუნებული რეაქციებისათვის ჰ.როტენგრუბერის (H. Rottengruber) [17] მიერ შემოთავაზებულია პროქსიმაციური მნიშვნელობების (იხ.ცხრილი2) ი. ვარნატცის მონაცემებთან შეხამებით, კარგად ემთხვევა წყალბადის დიზელის ცილინდრში მიმდინარე პროცესების კვლევის ექსპერიმენტულ მონაცემებს [9, 17, 18, 20].

ამის გამო, ამ კოეფიციენტების შესარჩევად ჩამოყალიბდა შემდეგი მოსაზრებები:

1. ყველა კინეტიკური რეაქციის მუდმივა, რომლებიც აუცილებელია ზელდოვიჩის გაფართოებული მექანიზმის გამოყენებისათვის, შეძლებისდაგვარად არჩეულ უნდა იქნას ერთი წყაროდან;
2. სასაზღვრო პირობები (ტემპერატურა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი), რომლებითაც განსაზღვრულია ეს მუდმივები, შეძლებისდაგვარად, მაქსიმალურად უნდა შეესაბამებოდეს წყალბადის დიზელში წვის პროცესის პირობებს;
3. აუცილებლობის შემთხვევაში, მე-(8) კინეტიკური რეაქციის სიჩქარის მუდმივების დაზუსტება შესაძლებელია, წყალბადის დიზელის წვის პროდუქტებში მოდელირებით მიღებული აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის სიდიდეების, პროფ. რევაზ ქავთარაძის მიერ მიუნხენის ტექნიკურ უნივერსიტეტში მიღებულ ექსპერიმენტულ სიდიდეებთან შედარებით [9, 21, 22].

ცხრილი 2.

ზელდოვიჩის გაფართოებული მექანიზმით (7) NO-ს წარმოქმნის გასაანგარიშებლად A და B მუდმივებისა და აქტივაციის პირობითი ენერჯის მნიშვნელობები

კოეფიციენტი	A, სმ ³ /(მოლი·წმ)	B	E, კჯ/მოლი	ავტორები, წყარო
-------------	----------------------------------	---	---------------	-----------------

k_{1V}	$4,93 \cdot 10^{13}$	0,0472	316480	Pattas K., Häfner G.[2]
k_{1R}	$1,6 \cdot 10^{13}$	0	0	
k_{2V}	$1,48 \cdot 10^8$	1,5	23781	
k_{2R}	$1,25 \cdot 10^7$	1,612	157800	
k_{3V}	$4,22 \cdot 10^{13}$	0	0	
k_{3R}	$6,76 \cdot 10^{14}$	-0,212	206577	

k_{1V}	$7,0 \cdot 10^{13}$	0	316103	Wray K.L., Teare J.D. [2]
k_{1R}	$1,55 \cdot 10^{13}$	0	0	
k_{2V}	$1,33 \cdot 10^{10}$	1,0	29643	
k_{2R}	$3,2 \cdot 10^9$	1,0	163704	
k_{3V}	$4,0 \cdot 10^{13}$	0	0	Campbell I.M. [2]
k_{3R}	$1,30 \cdot 10^{14}$	0	190101	Urlaub A. [2]

k_{1V}	$1,36 \cdot 10^{14}$	0	315685	D.L. Baulch [2], F.V. Bracco [2]
k_{1R}	$3,10 \cdot 10^{13}$	0	1398	
k_{2V}	$6,4 \cdot 10^9$	1,0	26168	
k_{2R}	$1,5 \cdot 10^9$	1,0	161778	
k_{3V}	$4,2 \cdot 10^{13}$	0	0	C.T. Bowman [2]
k_{3R}	$1,30 \cdot 10^{14}$	0	190101	Urlaub A. [2]

k_{1V}	$1,3 \cdot 10^{14}$	0	317849	Urlaub A. [2]
k_{1R}	$2,8 \cdot 10^{13}$	0	0	
k_{2V}	$6,4 \cdot 10^9$	1,0	26147	
k_{2R}	$1,5 \cdot 10^9$	1,0	163248	
k_{3V}	$4,2 \cdot 10^{13}$	0	0	

k_{3R}	$1,30 \cdot 10^{14}$	0	190101	
----------	----------------------	---	--------	--

k_{1V}	$7,6 \cdot 10^{13}$	13	315685	J. Heywood [2]
k_{1R}	$1,6 \cdot 10^{13}$	0	0	
k_{2V}	$6,4 \cdot 10^9$	1,0	26209	
k_{2R}	$1,5 \cdot 10^9$	1,0	161778	
k_{3V}	$4,1 \cdot 10^{13}$	0	0	
k_{3R}	$2,0 \cdot 10^{14}$	0	209323	
k_{1V}	$1,8 \cdot 10^{14}$	0	318234	Warnatz J. [23]
k_{1R}	$2,4 \cdot 10^{68}$	-14,2	318214	Rottengruber H.[10]
k_{2V}	$9,0 \cdot 10^9$	0	27017	Warnatz J. [23]
k_{2R}	$4,0 \cdot 10^{-18}$	7,0	27017	Rottengruber H. [10]
k_{3V}	$2,8 \cdot 10^{13}$	0	0	Warnatz J. [23]
k_{3R}	$3,7 \cdot 10^{-24}$	9,7	0	Rottengruber H. [10]

უნდა აღინიშნოს, რომ წყალბადის დიზელის წვის კამერაში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის კვლევისათვის აუცილებელია, ცილინდრის ლოკალურ ზონებში მუშა სხეულის, არასტაციონარული ლოკალური ტემპერატურების მოდელირება. ეს ტემპერატურები გადამწყვეტ როლს თამაშობს, არა მარტო წყალბადის დიზელის ეკოლოგიური მახასიათებლების პროგნოზირებისათვის, არამედ ძრავას ძირითადი დეტალებზე ლოკალური თერმული დატვირთვებისა და მათი თბოდაცხადობის შესაფასებლადაც. აქედან ნათლად ჩანს, რომ წყალბადის დიზელის ლოკალური სითბოგადაცემის პარამეტრებსა და ეკოლოგიურ მაჩვენებლებს შორის უშუალო კავშირი არსებობს.

ტურბულენტურობის მოდელის მოკლე აღწერა. საინჟინრო ამოცანების, კერძოდ, კი დგუმიანი ძრავების თეორიის ამოცანების გადასაწყვეტად,

თანამედროვე ეტაპზე ყველაზე უფრო ფართოდაა გავრცელებული ნავი-სტოქსის განტოლებების გასაშუალოების მეთოდი, ე. წ. RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) – მეთოდი. ძირითად განტოლებათა სისტემაში (იხ. ცხრილი 2) გასაშუალოების შედეგად, ჩნდება დამატებითი უცნობები, რომლებიც ტურბულენტური პულსაციის პარამეტრებს შეიცავს და სისტემა არაჩაკეტლად იქცევა. სისტემის ჩაკეტვისათვის გამოიყენება დამატებითი განტოლებები ე. წ. ტურბულენტურობის RANS – მოდელები.

t პერიოდის განმავლობაში Φ ტურბულენტური დინების ნებისმიერი მყისიერი მნიშვნელობა რეინოლდსის თანახმად, შეიძლება წარმოვიდგინოთ მისი გასაშუალოებული სიდიდისა $-\overline{\Phi} \stackrel{\text{def}}{=} \frac{1}{t} \int_{\tau_0}^{\tau_0+t} \Phi(\tau) d\tau$ და Φ' – ტურბულენტური პულსაციის ჯამის სახით. დგუშიანი ძრავას ცილინდრში დინებისას მუშა სხეულის სიმკვრივე $\rho \neq const$ და ამიტომ გასაშუალოება უნდა განხორციელდეს ფავრის მეთოდით [42] და სიმკვრივე გამოყენებულ უნდა იქნეს წონით ფუნქციად [10, 24]. ამ შემთხვევაში:

$$\overline{\Phi}_\rho \stackrel{\text{def}}{=} \frac{1}{\rho t} \int_{\tau_0}^{\tau_0+t} \rho(\tau) \Phi(\tau) d\tau, \quad (10)$$

სადაც τ_0 – დროის საწყისი მომენტია, $\bar{\rho} = \frac{1}{t} \int_{\tau_0}^{\tau_0+t} \rho(\tau) d\tau$, ხოლო ინდექსი ρ გვიჩვენებს, რომ გასაშუალოება ფავრითაა. მაშინ რეინოლდსით $\overline{\Phi}$ და ფავრით $\overline{\Phi}_\rho$ გასაშუალოებული პარამეტრები ერთმანეთთან შემდეგი თანაფარდობითაა დაკავშირებული:

$$\overline{\Phi}_\rho \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\overline{\rho\Phi}}{\bar{\rho}} = \frac{(\overline{\rho+\rho'}) (\overline{\Phi+\Phi'})}{\bar{\rho}} = \overline{\Phi} + \frac{\overline{\rho'\Phi'}}{\bar{\rho}}.$$

აღვნიშნავთ, რომ სიჩქარის, ტემპერატურისა და ენტალპიის გასაშუალოება ფავრის მეთოდით ხორციელდება, ხოლო სიმკვრივესა და წნევას აქვს ადრინდელი (რეინოლდსით გასაშუალოებული) სახე: $\overline{\rho_\rho} \equiv \bar{\rho}$; $\overline{p_\rho} \equiv \bar{p}$. უწყვეტობის განტოლებას (4) ფავრით გასაშუალოების შემდგომ აქვს შემდეგი სახე $-\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \overline{W_{j\rho}}) = 0$, ხოლო რეინოლდსით გასაშუალოებულს

კი $\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{W}_j + \rho' W_j') = 0$. ე. ი. ჩნდება ახალი, დამატებითი უცნობი კორელაცია $-\bar{\rho}' W_j'$. განხილული მაგალითი გვიჩვენებს, რომ ფავრის მიხედვით გასაშუალოებული უწყვეტობის განტოლება გარეგნულად ზუსტად ემთხვევა საწყის განტოლებას და არ შეიცავს კორელაციის უცნობებს, რომლებიც მაინც არის სხვა განტოლებებში (4) საბოლოოდ, შეიძლება დავასკვნათ, რომ გასაშუალოებას სიმკვრივის გათვალისწინებით (ანუ ფავრის მეთოდით) დავყავართ უფრო კომპაქტურ განტოლებებზე კორელაციის ნაკლები უცნობებით [41].

ტურბულენტურობის ყველაზე პოპულარული მოდელი ბოლო წლებამდე იყო $k-\varepsilon$ მოდელი, ან მისგან წარმოებული სხვა მოდელები [41, 42, 43]. ტურბულენტურობის ფუნდამენტური თეორიის თანახმად გასული საუკუნის 30-იან წლებში ლ.პრანდტლმა (L. Prandtl) [44] და ცოტა მოგვიანებით, მისგან დამოუკიდებლად ა. ნ. კოლმოგოროვმა (A. N. Kolmogorov) [45] წამოაყენეს წინადადება, რომ ტურბულენტური ნაკადის სიჩქარის (W_T -ს) მახასიათებელ მასშტაბად ჩათვალიათ $\sqrt{\bar{k}}$ - კვადრატული ფესვი ტურბულენტურობის კინეტიკური ენერგიიდან, სადაც \bar{k} განისაზღვრება x , y და z დერძებზე სიჩქარის მდგენელების u , v და w -ს კულსაციებით $\bar{k} \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\overline{u'^2 + v'^2 + w'^2}}{2}$. $k-\varepsilon$ მოდელი შედგება ორი დიფერენციალური განტოლებისაგან: ერთი განტოლება არის ტურბულენტურობის კინეტიკური ენერგიის \bar{k} -ს გადატანის განტოლება, ხოლო მეორე - ამ ენერგიის დისიპაციის სიჩქარის $\bar{\varepsilon}$ -ის განტოლება [41, 42, 43].

უნდა აღინიშნოს, რომ $k-\varepsilon$ მოდელი არ გამოიყენება იმ ნაკადებისათვის, სადაც რეინოლდსისა და პეკლეს (pecler) რიცხვები მცირეა. აქედან გამომდინარე, არ შეიძლება კედლისპირა დინებების გაანგარიშებისათვის, კედლისპირა ფუნქციების- ε_w შემოყვანის გარეშე, სტანდარტული მაღალრეინოლდსიანი მოდელი იქნეს გამოყენებული.

გარდა ამისა, k - ε მოდელი ხასიათდება თავისებურებებით, რომლებიც რიგ შემთხვევაში აძნელებენ მის გამოყენებას:

1. თავისუფალი ტურბულენტურობის მილევადობა. მაგალითად, ზადის იქით ტურბულენტურობის ბოლო (მილევადი) სტადია k - ε მოდელით, როგორც წესი, არასწორად აღიწერება [46];
2. დიდი, დადებითი წნევის გრადიენტებით, ძვრითი დინებების არადამაკმაყოფილებელი აღწერა [41, 46]. ასეთი დინებებისათვის განსაკუთრებით მთავარია მოწყვეტის წერტილის ადგილმდებარეობის განსაზღვრა (კედელზე ხახუნის კოეფიციენტი $C_f=0$), რაც სტანდარტული k - ε მოდელით პრაქტიკულად შეუძლებელია;
3. მიღებული შედეგების ძლიერი დამოკიდებულება k - ε მოდელში ემპირიული კოეფიციენტების შერჩეულ მნიშვნელობებზე, რომლებიც თავის მხრივ დამოკიდებულია ნაკადის გეომეტრიასა და განსახილველი ობიექტის ფიზიკურ-ქიმიურ ბუნებაზე. ჩვეულებრივ მოდელებში $\sigma_k < \sigma_\varepsilon$, სადაც $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$ – შესაბამისად არის ტურბულენტურობის კინეტიკური ენერჯის k -სა და მისი დისიპაციის სიჩქარის ε -ის დიფუზიის მუდმივები. რაც შეეხება დინებას კედლისპირა ზონებში, იქ k -ს ტურბულენტური დიფუზია აღემატება ε -ის დიფუზიას. ამის გამო, k - ε მოდელების უმეტესობას ახასიათებს კიდევ ერთი ნაკლი: დინების ცენტრალურ ნაწილში ν_t ტურბულენტური სიბლანტის არარეალური ცვლილება;
4. ε -ის განტოლება ვერ ასახავს ყველა რეალურ ფიზიკურ პროცესს, რომლებიც დისიპაციის ენერჯიასთან ასოცირდება [41]. სამაგიეროდ, გამოსახულების მსგავსება k -სა და ε -ისათვის ხელსაყრელია გაანგარიშების რიცხვითი პროცედურების რეალიზაციისათვის.
5. k - ε მოდელებისათვის, ასევე დამახასიათებელია ნაკადების ცუდი აღწერა (მოდელირება) იმ შემთხვევაში, როცა მთავარია ძაბვის გადატანა, ანუ უწონასწორო, სწრაფად განვითარებადი და გაყოფილი ნაკადების აღწერა.

უნდა აღინიშნოს, რომ სტანდარტული k - ε მოდელის მოდიფიკაციები ერთდოულად ვერ აუმჯობესებს ყველა კლასის დინების გამოთვლების

სიზუსტეს. ამიტომ, მთავარი ყურადღება უნდა მიექცეს გამოსაკვლევი დინების წინასწარ ანალიზს, რითაც შესაძლებელია, შეცდომის გამორიცხვა ადეკვატური ტურბულენტურობის მოდელის შერჩევისას.

რიცხვითი მეთოდების გამოყენებისას ჩვეულებრივ იღებენ, რომ კედლის კანონი სრულდება მაშინ, როცა $30 < \gamma^+ < 200$ და კედლიდან პირველი საანგარიშო უჯრედი განთავსებულია ამ ინტერვალში. მიუხედავად იმისა, რომ კომპიუტერული ტექნიკის განვითარება განუხრელად ზრდის მცირე საანგარიშო ბადის (იგულისხმება ბადე მცირე ზომის საანგარიშო უჯრედებით) გამოყენების შესაძლებლობებს, ანუ სასაზღვრო შრის გაანგარიშებებში, მოიცვას ძალიან ვიწრო ქვეარეები, როგორცაა მაგალითად, $\gamma^+ = O(1)$, ჯერ კიდევ გაძნელებულია. ბადის შემცირება (დავიწროება) იწვევს იმას, რომ უშუალოდ კედელთან განლაგებული საანგარიშო წერტილები ვერ ხვდება ლოგარითმული კანონის (კედლის კანონის) მოქმედების არეში ($\gamma^+ > 30$), რომლისთვისაც მართებულია სადღეისოდ ცნობილი კედლისპირა ფუნქციები. ეს პრობლემა მწვავედ დგას გადატანის განტოლებების რიცხვითი ინტეგრირებისას და დგუშიანი ძრავას ცილინდრსა და გაგრილების სისტემაში თბოგადაცემის გაანგარიშებისას. ამასთან დაკავშირებით წინამდებარე ნაშრომში გამოიყენება ქ. ჰანიალიჩისა (K. Hanjalic) და სხვ. მიერ [46, 48, 49] შემოთავაზებული და რეალიზებული ტურბულენტურობის k - ϵ - f ჰიბრიდული მოდელი, რომლითაც შესაძლებელია პრაქტიკულად კედლიდან ნებისმიერ γ^+ მანძილამდე ჩატარდეს გამოთვლები. ამასთან ერთად, კედლის ჰიბრიდული კანონები ავტომატურად უზრუნველყოფს დინების რეალურ პირობებს იმ შემთხვევაშიც, როცა პირველი საანგარიშო უჯრედის ცენტრალური წერტილი მდებარეობს სრულად განვითარებულ ტურბულენტურ დინებაში ($\gamma^+ > 30$), ხოლო ინტეგრირება ხორციელდება კედლის ზედაპირამდე ($\gamma^+ = O(1)$) და როცა კედლისპირა უჯრედის ცენტრი მოთავსებულია ბლანტ ქვეშრეში ($\gamma^+ = 3-5$ ან კიდევ უფრო ნაკლებია). გარდა ამისა, ჰიბრიდული მოდელი მისაღებია მაშინაც, როცა პირველი

კედლისპირა უჯრედის ცენტრი განლაგებულია გარდამავალ (ბუფერულ) არეში $5 < \gamma^+ < 30$ [48].

სასაზღვრო შრის შემოთავაზებული მოდელი – CWT (Compound Wall Treatment) ითვალისწინებს კედლისმიერი ფუნქციების ახალ, განზოგადებულ ვარიანტს, რომელიც დაფუძნებულია კედლის ანალიზური ფუნქციების შემოყვანაზე, ხოლო კედლის ზედაპირამდე ინტეგრირებისათვის იყენებს სამ ახალ განტოლებას [47, 48]. ამგვარად გადატანის განტოლებათა სისტემის ჩაკეტვისათვის, გამოიყენება რეინოლდსის ფორმით ჩაწერილი ტურბულენტურობის k - ζ - f მოდელი (იხ. ცხრილი 2). ის შეიძლება, მივაკუთვნოთ ტურბულენტურობის მესამე რიგის მოდელების კატეგორიას, რადგან შედგება გადატანის სამი განტოლებისაგან: k ტურბულენტურობის ვინეტიკური ენერჯის, ამ ენერჯის დისიპაციის სიჩქარის ε -ისა (რომლებიც ცნობილია ტურბულენტურობის k - ε მოდელიდან) და სიჩქარის ნორმირებული მასშტაბის ($\zeta = \bar{W}^2/k$) განტოლებებისაგან [46, 48]:

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dk}{D\tau} &= \rho (P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{D\varepsilon}{D\tau} &= \rho \frac{c_{\varepsilon 1} P_k - c_{\varepsilon 2} \varepsilon}{\tau_t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{D\zeta}{D\tau} &= \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right]. \end{aligned} \quad (11)$$

განტოლებათა ეს სისტემა იხსნება რელაქსაციის ელიფსური ფუნქციის f -ის (დურბინის ელიფსური ფუნქციის [50]) განტოლებასთან ერთად:

$$f - l_t^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_j} = \left(c_1 + c_2 \frac{P_k}{\zeta} \right) \frac{\zeta}{\tau_t}, \quad (12)$$

სადაც τ_t და l_t შესაბამისად ტურბულენტურობის დროითი და წრფივი მასშტაბებია, რომლებიც ტოლია:

$$\begin{aligned} \tau_t &= \max \left[\min \left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{a}{\sqrt{6} c_\mu |S| \zeta} \right), c_T \left(\frac{\bar{W}^3}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right], \\ l_t &= c_l \max \left[\left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \right), c_\eta \frac{\bar{W}^{3/4}}{\varepsilon^{1/4}} \right]. \end{aligned} \quad (13)$$

აქ c_l და c_η ემპირიული მუდმივებია და შესაბამისად $c_l=0,36$ -ისა და $c_\eta=85$ -ის ტოლია.

ქ. ჰანალიჩისა და სხვათა მიერ შემოთავაზებული ტურბულენტურობის k - ζ - f მოდელი (11) ფაქტიურად წარმოადგენს გაუმჯობესებულ, ამ ბოლო დროს ფართოდ გამოყენებად ტურბულენტურობის ჰ. დურბინის (P.A. Durbin) მოდელს [50], რომელიც ითვალისწინებს კედლისპირა ტურბულენტურობის ანიზოტროპიულობას. დურბინის მოდელი ძალიან მკმნობიარეა უჯრედის სახის ცვლილებისა და ზადის შემცირებისადმი. ამიტომ k - ζ - f მოდელის რიცხვითი გადაწყვეტის მდგრადობისათვის გადატანის განტოლებები იხსნება ζ -თვის. ამ დროს ζ შეიძლება ინტერპრეტირებულ იქნეს, როგორც დროის მასშტაბი ან როგორც სიჩქარის ნორმირებული მასშტაბი.

კედელთან, როცა $\zeta_w = 0$ ვდებულობთ, რომ:

$$f_w = -\frac{2\nu\zeta_p}{y_p^2}. \quad (14)$$

k - ζ - f მოდელის შემთხვევაში ტურბულენტური სიბლანტე შემდეგნაირად განისაზღვრება [48]:

$$\nu_t = c_\mu \zeta \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (15)$$

ε -ისათვის (მე-11) განტოლებაში $c_{\varepsilon 1}$ -ის მაგივრად შემოტანილია ახალი მუდმივა:

$$c_{\varepsilon 1}^* = c_{\varepsilon 1} \left(1 + 0,045\sqrt{1/\zeta}\right), \quad (16)$$

რომელიც კედლისპირა ეფექტების გავლენას უფრო ზუსტად ასახავს k - ζ - f მოდელში. უნდა აღინიშნოს, k - ζ - f მოდელის მთავარი უპირატესობა, გარდა უკვე აღნიშნულისა (მაგალითად, k - ε მოდელთან შედარებით), არის ის, რომ შესაძლებელია მოწყვეტილი დინებების უფრო ზუსტი აღწერა, რომლებიც განსაკუთრებით ახასიათებს დინებებს დიზელის ნახევრად გაყოფილ წვის

კამერებში [48]. სწორედ ეს უპირატესობები განაპირობებს ამ მოდელის გამოყენებას თანამედროვე CFD პაკეტებში (მაგალითად, AVLFIRE-ში [51]).

განხილული ტურბულენტურების $k-\zeta-f$ მოდელი ტურბულენტურების სხვა მოდელებისაგან განსხვავდება კედლისპირა არის ჰიბრიდული მოდელის არსებობითაც, რომელიც ლამინარული ქვეშრიდან ტურბულენტურ არეში გადასვლას აღწერს. ჰიბრიდულ მოდელს საფუძვლად უდევს ბ. კადერის (B.A. Kader)[52] მიდგომა, რომელიც ითვალისწინებს კედელთან არსებულ სასაზღვრო შრეში ტემპერატურების განაწილების უნივერსალურ უგანზომილებო გამოსახულებას. ეს გამოსახულება აკავშირებს ერთმანეთთან ბლანტ (ლამინარულ) ქვეშრეში წრფივ პროფილსა და კედლის ლოგარითმულ კანონს სრულ ტურბულენტურ ზონაში. გენერაციასა და დისიპაციას შორის უწონასწორობის გასათვალისწინებლად Ψ ფუნქციაა შემოყვანილი, რომელიც ტემპერატურისა და სიჩქარის გამოსახულებებს აძლევს შემდეგ სახეს:

$$v_t = c_\mu \zeta \frac{k^2}{\varepsilon} \cdot \Theta^+ = (\text{Pr } y^+) e^{-\Gamma} + \left[\frac{\text{Pr}}{\kappa \Psi} \ln(y^+) + \beta(\text{Pr}) \right] e^{-1/\Gamma}, \quad \Gamma = \frac{0.01(\text{Pr } y^+)^4}{1 + 5 \text{Pr}^3 y^+}, \quad (17)$$

$$u^+ = y^+ e^{-\Gamma} + \frac{1}{\kappa \Psi} \ln(Ey^+) e^{-1/\Gamma}, \quad \Gamma = \frac{0.01(y^+)^4}{1 + 5y^+},$$

$$\text{სადაც } \beta(\text{Pr}) = (3.85 \text{Pr}^{1/3} - 1.3)^2 + 2.12 \ln \text{Pr}.$$

ეს გამოსახულებები უშუალოდ შეიძლება, იქნეს გამოყენებული იმისათვის, რომ იმპულსისა და ენერჯის განტოლების სასაზღვრო პირობებისათვის მოცემულ იქნას კედელზე ხახუნის მხები ძაბვა τ_w და თბური ნაკადი q_w :

$$\tau_w = \mu_w \frac{u_p}{y_p} \text{ და } q_w = \lambda_w \frac{(T_p - T_w)}{y_p}, \quad (18)$$

ამასთან:

$$\mu_w = \mu \frac{y_p^+}{u_p^+}, \quad \lambda_w = \text{Pr} \lambda \frac{y_p^+}{\Theta_p^+}, \quad y_p^+ = \frac{\rho u_\tau^* y}{\mu}, \quad u_\tau^* = c_\mu^{1/4} k_p^{1/2} (\zeta / 0.4)^{1/4}.$$

კედელთან უშუალოდ განლაგებული საკონტროლო მოცულობის (სმ)-ის ცენტრალური p წერტილის სიჩქარისა და ტემპერატურის უგანზომილებო მნიშვნელობები (u_p^+ და Θ_p^+) გამოითვლება Ψ უწონასწორობის ფუნქციის გამოყენებით [49, 52].

ამრიგად, ძრავების თეორიაში გამოყენებული ტრადიციული, თერმოდინამიკურ განტოლებებზე დაფუძნებული მოდელებისაგან განსხვავებით, წვის კამერაში მიმდინარე პროცესების კვლევა-დასაბუთებისათვის დამუშავებულია ნავიე-სტოქსის ფუნდამენტურ განტოლებებზე აგებული სამგანზომილებიანი მათემატიკური მოდელი ცილინდრში არსებული ტურბულენტურობის გათვალისწინებით.

2.3. განტოლებათა სისტემის ამოხსნის რიცხვითი

მეთოდის მოკლე აღწერა

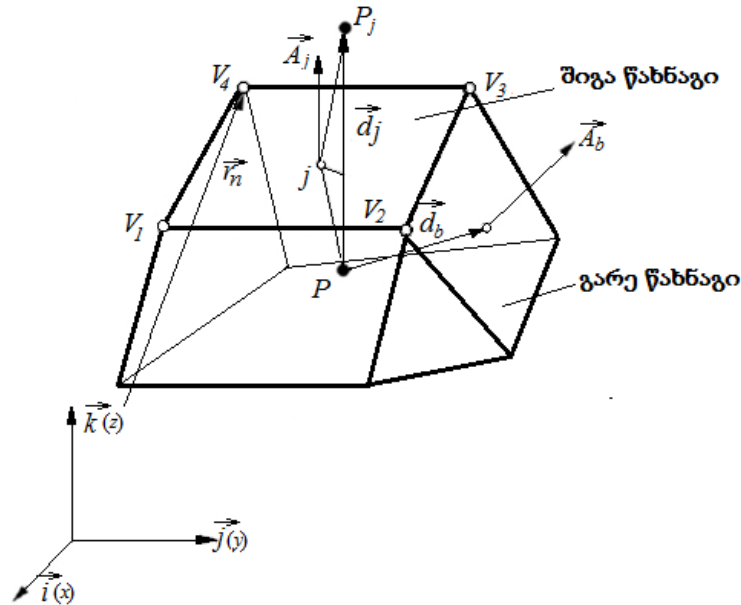
მოძრაობის რაოდენობის, ენერჯის, დიფუზიისა და უწყვეტობის ფუნდამენტური განტოლებები, ჩაწერილი გასაშუალოებული სახით (4), წვის მოდელის (6), აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის თერმული მექანიზმისა (7) და ტურბულენტურობის k - ζ - f მოდელის(11) შესაბამის განტოლებებთან ერთად შეადგენს სისტემას, რომლის ამოხსნა განხორციელდება საკონტროლო მოცულობების (სმ)-ების რიცხვითი მეთოდით.

)ცალკეული სმ-ის, რომლის წახნავის ფართობია $A=A_k$ (ეს ფართობი გამოითვლება როგორც მისი დიაგონალების ვექტორული ნამრავლი), სუბსტანციის შენახვის განტოლება (3) ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\frac{d}{d\tau} \int_V \rho \Phi dV + \sum_{j=1}^{n_f} \int_{A_j} \rho \Phi W_k dA_k = \sum_{j=1}^{n_f} \int_{A_j} \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_k} dA_k + \int_V S_\Phi^V dV + \sum_{j=1}^{n_f} \int_{A_j} S_{\Phi k}^A dA_k \quad (19)$$

რომელშიც გამოიყოფა S_Φ საწყისი წევრის ორი ტიპი: მოცულობითი S_Φ^V და ზედაპირული S_Φ^A .

მე-4 ნახ-ზე ნაჩვენებია ელემენტარული სმ-ის სქემა, სადაც P არის განსახილველი სმ-ის ცენტრი, ხოლო P_j – მეზობელი უჯრედის ცენტრი.



ნახ. 4. ელემენტარული საკონტროლო მოცულობის (სმ) სქემა.

კონვექციური და დიფუზური ნაკადების აპროქსიმაცია ხორციელდება საშუალო მნიშვნელობის თეორემის საფუძველზე და სმ-ის წახნაგებზე ამ პარამეტრების მნიშვნელობებით ჩაიწერება:

$$\int_{A_j} \rho \Phi W_k dA_k = C_j \approx m_j \Phi_j,$$

$$\int_{A_j} \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_k} dA_k = D_j \approx (\Gamma_\Phi)_j \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_k} A_k \right)_j, \quad (19)$$

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_k} A_k \right)_j = \nabla \Phi_j \vec{A}_j.$$

ამ გამოსახულებებში C_j და D_j არის სმ-ის j -ურ წახნაგში გამავალი კონვექციური და დიფუზური ნაკადები; \vec{A}_j – სმ-ის j -ური წახნაგის ფართის

პირობითი ვექტორი და, როგორც უკვე ზემოთ იყო აღნიშნული, გამოითვლება როგორც მისი დიაგონალების ვექტორული ნამრავლი.

მიღებული გამოსახულებების ჩასმით მე-(19) განტოლებაში მივიღებთ n_f წახნაგიანი V_p მოცულობის უჯრედისათვის გადატანის განზოგადებული განტოლების დისკრეტულ ანალოგს:

$$\frac{d}{d\tau}(\rho V \Phi)_p + \sum_{j=1}^{n_f} (C_j - D_j) = (S_{\Phi}^V)_p V_p + \sum_{j=1}^{n_f} (S_{\Phi k}^A A_k)_j. \quad (21)$$

უწყვეტობის განტოლება დისკრეტული სახით ჩაიწერება შემდეგნაირად:

$$\frac{d}{d\tau}(\rho_p V_p) + \sum_{j=1}^{n_f} \dot{m}_j = 0, \quad (22)$$

სადაც $\dot{m}_j = \rho_j \vec{W}_j \cdot \vec{A}_j$ არის j -ურ წახნაგში გამავალი Φ ნაკადის სიმკვრივე.

მე-(20) გამოსახულებიდან გამომდინარეობს, რომ C_j კონვექციური ნაკადების განსაზღვრისათვის აუცილებელია Φ_j ნაკადის პარამეტრის მნიშვნელობის ცოდნა j -ურ წახნაგზე, ხოლო D_j დიფუზიური ნაკადების საპოვნელად კი ამ სიდიდის გრადიენტის $\nabla \Phi_j$ ცოდნა.

Φ_j -ის მნიშვნელობა გამოითვლება მეზობელი უჯრედების ცენტრალურ წერტილებში ამ სიდიდის მნიშვნელობის წრფივი ინტერპოლაციით:

$$\Phi_j = f_j \Phi_p + (1 - f_j) \Phi_{p_j}, \quad (23)$$

სადაც f_j არის j -ური წახნაგის ინტერპოლაციის ფაქტორი.

სმ-ის j -ურ წახნაგზე ცვლადი Φ -ის გრადიენტის მნიშვნელობა მიიღება შემდეგი თანაფარდობებიდან:

$$\begin{aligned} \nabla \Phi_j &= \overline{\nabla \Phi_j} + \frac{\vec{A}_j}{\vec{A}_j \cdot \vec{d}_j} [(\Phi_{p_j} - \Phi_p) - \overline{\nabla \Phi_j} \cdot \vec{d}_j], \\ \overline{\nabla \Phi_j} &= f_j \cdot \nabla \Phi_p + (1 - f_j) \nabla \Phi_{p_j}, \\ \nabla \Phi_p &= \frac{1}{V_p} \sum_{j=1}^{n_f} \Phi_j \vec{A}_j, \end{aligned} \quad (24)$$

სადაც d_j არის ვექტორი.

გადატანის განტოლებების სისტემის რიცხვითი ამოხსნისათვის გამოიყენება მეთოდი SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) – ს. პატანკარისა (S. Patankar) და ბ. სპოლდინგის (B. Spalding) მიერ დამუშავებული ნახევრად არაცხადი მეთოდი [41, 53], რომელიც გათვალისწინებულია დინებებისათვის, რომელთა სიჩქარე ბგერის გავრცელების სიჩქარეს არ აღემატება. მეთოდი განკუთვნილია პრედიქტორ-კორექტორის ტიპის ეტაპობრივი გამოთვლების საწარმოებლად. მათ მიერ მიღებული შედეგები წვის პროცესის გასაანგარიშებლად რეალიზებულია ბევრ უნივერსალურ და კომერციულ პროგრამაში, მათ შორის AVL FIRE-ის 3D CRFD კოდში [49, 51].

რეინოლდსის დაბალი რიცხვის მქონე დინების მოდელირებისათვის, რომელსაც ადგილი აქვს წყალბადის დიზელის წვის კამერის ტურბულენტურ სასაზღვრო შრეში, აუცილებელია სმ-ში (რომლებიც ესაზღვრება წვის კამერის კედლებს) ტურბულენტურობის კინეტიკური ენერჯის სასაზღვრო პირობების დადგენა, რომელიც შეიძლება განხორციელდეს ბ. ლაუნდერისა (B. Launder) და ბ. სპოლდინგის მიერ შემოთავაზებული კედლისპირა ფუნქციებით [24, 54, 55]. ეს ფუნქციები თავის მხრივ ნახევრად ემპირიული ფუნქციებია, რომლებიც მიღებულია ექსპერიმენტული კვლევებისა და მსგავსების თეორიის საფუძველზე. ტურბულენტურ სასაზღვრო შრეში სიჩქარე და ტემპერატურა გამოისახება კედლის კანონის უგანზომილებო კოორდინატებში (y^+ , u^+).

ალგორითმი SIMPLE, რომელიც პროგრამულ კომპლექს FIRE-შია [51] რეალიზებული, გულისხმობს პრედიქტორ-კორექტორის მეთოდით ეტაპობრივი გამოთვლების ჩატარებას. თავდაპირველად განისაზღვრება წინასწარი სიდიდეები: p^0 წნევა და სიჩქარის ვექტორის კომპონენტები $-u^0$, v^0 , w^0 (ანუ გამოითვლება \vec{W}^0 სიჩქარის ვექტორი), ხოლო შემდეგ

მაკორექტირებელი შესწორებანი p' და u', v', w' (ე. ი. \vec{W}'). ასე, რომ პარამეტრების ნამდვილი მნიშვნელობები შესაბამისად ტოლია:

$$\begin{aligned} p &= p^0 + p', \quad u = u^0 + u', \quad v = v^0 + v', \\ w &= w^0 + w', \\ \vec{W} &= \vec{W}^0 + \vec{W}'. \end{aligned} \quad (25)$$

წნევის შესწორებები დაკავშირებულია მოძრაობის მიახლოებითი განტოლებების სიჩქარის ვექტორის კომპონენტების შესწორებებთან:

$$\rho \frac{\partial u'}{\partial \tau} = -\frac{\partial p'}{\partial x}, \quad \rho \frac{\partial v'}{\partial \tau} = -\frac{\partial p'}{\partial y}, \quad \rho \frac{\partial w'}{\partial \tau} = -\frac{\partial p'}{\partial z}. \quad (26)$$

რადგან შესწორებები სიჩქარის ვექტორის კომპონენტებისადმი წინა იტერაციის ბიჯისას ითვლება ნულის ტოლად, ამიტომ სპოლდინგისა და პატანკარის მიხედვით მოძრაობის განტოლება [41, 53] ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$u' = -A \frac{\partial p'}{\partial x}, \quad v' = -A \frac{\partial p'}{\partial y}, \quad w' = -A \frac{\partial p'}{\partial z}, \quad (27)$$

სადაც $A = \frac{\Delta \tau}{\rho}$ არის დროის ნაზრდისა და სიმკვრივის ფარდობა.

თუ მიღებულ შედეგსა და (24)-ე და (26)-ე თანაფარდობებს ჩავსვამთ უწყვეტობის განტოლებაში (იხ. ცხრ. 2.) მივიღებთ შემდეგს:

$$\underbrace{\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)}_0 - \left(\frac{\partial u^0}{\partial x} + \frac{\partial v^0}{\partial y} + \frac{\partial w^0}{\partial z} \right) + A \left(\frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p'}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p'}{\partial z^2} \right) = 0, \quad (28)$$

ხოლო კომპაქტური ჩაწერისას კი:

$$\nabla^2 p' = \frac{1}{A} (\nabla \vec{W}^0), \quad (29)$$

სადაც \vec{W}^0 არის სიჩქარის ვექტორი, გამოთვლილი ბიჯზე – პრედიქტორი.

წნევის სიდიდის შესასწორებლად უნდა ამოიხსნას პუასონის (Poisson) (29)-ე განტოლება. თუ გამოთვლილი \vec{W}^0 სიჩქარის ვექტორი აკმაყოფილებს უწყვეტობის განტოლებას ყოველ წერტილში, მაშინ p' წნევის შესწორებებიც ნულის ტოლი იქნება ყოველ წერტილში. უკუმშვადი ნაკადებისათვის უწყვეტობის განტოლების თანახმად (28)-ე გამოსახულების

პირველ ფრჩხილებში სიჩქარის კომპონენტების წარმოებულების ჯამი ნულის ტოლია. ე. ი განხილული მეთოდი განკუთვნილია ბგერის სიჩქარემდე მიმდინარე და უკუმშვადი სითხეების დინებებისათვის (როცა $\partial\rho/\partial\tau=0$) და ამიტომ ის სავსებით გამოდგება დგუშიანი ძრავების ცილინდრშიგა გადატანის პროცესების გასაანგარიშებლად.

SIMPLE-ს მეთოდში გამოიყენება (29)-ე განტოლების დისკრეტული ფორმა, ხოლო თავად პროცედურა შედგება შემდეგი ნაბიჯებისაგან:

1. ყოველი უჯრედისათვის მოიცემა წნევის (p^0 -ის) მიახლოებითი მნიშვნელობა;
2. სიჩქარის ვექტორის კომპონენტების (u^0, v^0, w^0) განსაზღვრისათვის უნდა ამოიხსნას მოძრაობის განტოლება;
3. წნევის სიდიდის შესასწორებლად უნდა ამოიხსნას (28)-ე განტოლება, რის შედეგადაც ყოველი უჯრედისათვის განისაზღვრება p' ;
4. $p = p^0 + p'$ ფორმულით ხორციელდება წნევის კორექცია, ხოლო სიჩქარის კომპონენტები (25)–(27) განტოლებების შესაბამისად იანგარიშება, სასრულ - სხვაობიანი ფორმულებით. მაგალითად, $u = u^0 - \frac{A}{2\Delta x}(p'_{i+1,j} - p'_{i-1,j})$. ასევე განისაზღვრება u და w ;
5. p^0 წნევისა და u^0, v^0, w^0 კომპონენტების ადრინდელი შუალედური მნიშვნელობები იცვლება ახალი p, u, v, w -ს კორექტირებული მნიშვნელობებით და ხორციელდება მე-2 ბიჯთან დაბრუნება. ეს პროცესი მეორდება მანამ, სანამ არ განისაზღვრება ამონახსნი.

უკუმშვადი სითხეების დინებებისათვის მთელი რიგი ამოცანების გადასაწყვეტად მეთოდი SIMPLE წარმატებით გამოიყენება [41]. მაგრამ, ზოგიერთ შემთხვევებში, განსაკუთრებით მაშინ, როცა განიხილება მორეაგირე აირების რთული დინებები, კრებადობის სიჩქარე შეიძლება აღმოჩნდეს არასაკმარისად მაღალი. ეს დაკავშირებულია იმასთან, რომ წნევის სიდიდის შესწორების განტოლებით ვლებულობთ p' წნევის

მომატებულ მნიშვნელობებს, მაშინაც კი, თუ სიჩქარის კომპონენტების შესაბამისი შესწორებები სრულიად სარწმუნოა.

ს. პატანკარის მიერ დამუშავებულ მეთოდ SIMPLER-ში (SIMPLE revised – შესწორებული SIMPLE) [53] ეს ნაკლოვანება აღმოფხვრილია α_p რელაქსაციური პარამეტრის შემოყვანით. ამის შედეგად წნევის $p = p^0 + p'$ გამოსახულება იღებს შემდეგ სახეს $p = p^0 + \alpha_p p'$ და რელაქსაციის პარამეტრის α_p -ს შერჩევით შეიძლება p' წნევის მნიშვნელობა მივუახლოვოთ ნამდვილ სიდიდეს. საანგარიშო უჯრედების წახნაგებში გამავალ ნივთიერებათა რაოდენობის $\dot{m}_f^{k+1} = \dot{m}_f^* + \dot{m}_f'$ გამოთვლა ხორციელდება წნევის შესწორებების ველის საფუძველზე. ალგორითმის მუშაობის დამამთავრებელ ეტაპზე ხორციელდება სიჩქარეთა ველის კორექცია:

$$\vec{W}^{k+1} = \vec{W}^k - \frac{V_{CV} \cdot \nabla P'}{\vec{a}_p}, \quad (30)$$

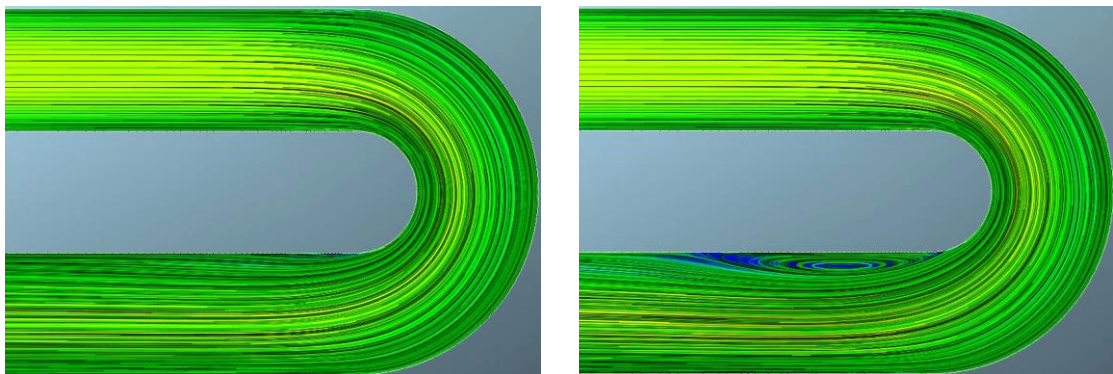
სადაც $\nabla p'$ არის წნევის შესწორების გრადიენტი, \vec{a}_p' – სიჩქარეების დისკრეტიზებულ წრფივ განტოლებათა სისტემის ცენტრალური კოეფიციენტების ვექტორი, V_{CV} – საანგარიშო უჯრედის მოცულობა. შემდგომ, წნევის ცვლილებების შესაბამისად ახლდება სიმკვრივის მნიშვნელობები.

ამრიგად, სიჩქარის კომპონენტების შესწორებები გამოითვლება ისევე, როგორც მეთოდ SIMPLE-ში, მაგრამ წნევისათვის გამოიყენება პუასონის სრული განტოლებები. გარდა ამისა, თავიდან მიახლოებით მოიცემა არა წნევის, არამედ სიჩქარის ველი. რადგან მეთოდ SIMPLER-ში წნევის სიდიდე უახლოვდება რეალურ მნიშვნელობას, ამიტომ რელაქსაციის ჩატარების აუცილებლობა მცირდება, ხოლო ამოხსნის კრებადობა მიიღება იტერაციის ნაკლები რაოდენობით. როგორც [41]-ე ნაშრომშია ნაჩვენები, კომპიუტერული დროის ერთობლივი დანახარჯები უმეტეს შემთხვევაში მცირდება 30–50%-ით, თუმცა ერთი იტერაციისათვის SIMPLER-ის მეთოდით 30%-ით მეტი გამოთვლაა საჭირო SIMPLE-სთან შედარებით.

თანამედროვე ეტაპზე დგუშიანი ძრავების სამუშაო პროცესის მოდელირებისათვის მეთოდი SIMPLER ფართო გამოიყენება [9, 24, 51, 56]. სხვა ცნობილი მეთოდები მისგან ძირითადად წნევის განახლებული მნიშვნელობების გაანგარიშების სქემით განსხვავდება. ამ და სხვა მეთოდების შედარებითი ანალიზი მიმოხილულია [41]-ე ნაშრომში.

მოდრაობის რაოდენობის გადატანის განტოლების დისკრეტიზაცია ხორციელდება მეორე რიგის სიზუსტის ინტერპოლაციის სქემით, რომელიც ოპტიმალურია გაანგარიშების სიზუსტისა და საანგარიშო დროის დანაკარგების თვალსაზრისით.

დასკვნის სახით აღვნიშნავთ, რომ გამოყენებული ტურბულენტურობის $k-\zeta-f$ მოდელის მთავარი უპირატესობაა, მოწყვეტითი დინებების კარგი აღწერა, ტურბულენტურობის $k-\varepsilon$ მოდელთან შედარებით (ნახ. 5.).



ა)

ბ)

ნახ. 5. 180°-ით მოხრილ მილში დინების მოდელირების დროს ტურბულენტურობის $k-\varepsilon$ -ისა და $k-\zeta-f$ -ის მოდელების შედარება

როგორც ნახაზიდან ჩანს, ტურბულენტურობის $k-\varepsilon$ მოდელი ვერ ასახავს მოწყვეტით დინებას მილში, რომელიც წარმოიქმნება მუხლის მომრგვალებული ნაწილიდან გამოსვლისას.

2.4. წყალბადის დიზელის მუშა პროცესის კვლევის სატესტო ამოცანების ამოხსნის მაგალითები

ძრავას ცილინდრში წნევის, ტემპერატურისა და სითბოს გამოყოფის სიჩქარის გაანგარიშება. ზემოთ დამუშავებული მათემატიკური მოდელის აპრობაციისათვის, აუცილებელია ამოიხსნას წყალბადის დიზელის მუშა პროცესის სატესტო ამოცანები, რომლებითაც განისაზღვრება ინდიკატორულ დიაგრამა, ანუ მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით, დგინდება ძრავას ცილინდრში წნევის, ასევე მუშა სხეულის ტემპერატურებისა და თბოგამოყოფის სიჩქარეების ცვლილებები. სატესტო ამოცანების ამოხსნა ითვალისწინებს ზემოაღნიშნული პარამეტრების განსაზღვრას, როგორც საბაზო დიზელისთვის, ასევე მათი წყალბადის მოდიფიკაციებისთვისაც.

მუშა პროცესის კვლევები ტარდებოდა წყალბადის დიზელის ორ ძრავაზე (ორივე ძრავა მუშაობდა წყალბადის უშუალო შეფრქვევითა და ჰაერწყალბადის ნარევის კუმშვით აალებით):

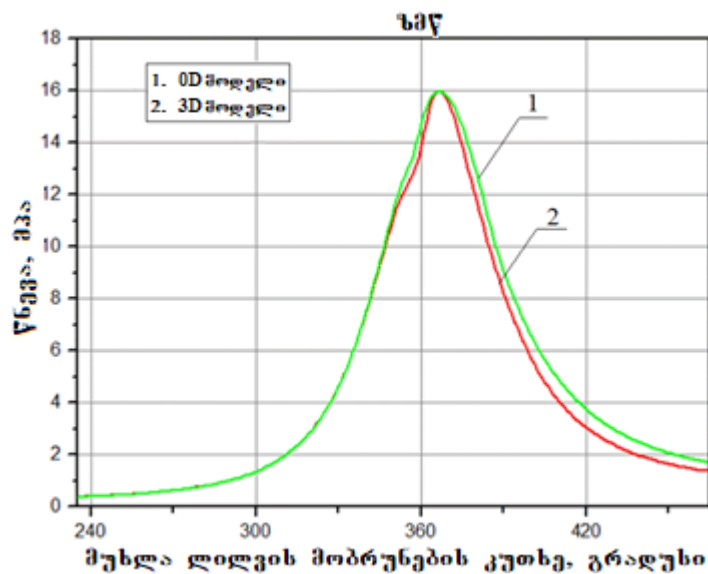
1. სწრაფსვლიან, ოტბტაქტიან, V-ს მაგვარ, ექსცელინდრიან, ჩაბერვითა და ჩაბერვის ჰაერის შუალედური გაგრილების მქონე KamAZ-ის ძრავას ბაზაზე შექმნილ წყალბადის დიზელზე. ტექნიკური მონაცემები: დგუშის სვლა/დიამეტრი– $S/D = 140/130$ მმ/მმ, $n=2000$ წთ⁻¹ ძრავას ბრუნვის სიხშირისას ეფექტური სიმძლავრე $Ne=315$ კვტ., კუმშვის ხარისხი $\epsilon=16,5$, წვის კამერა განთავსებულია დგუშში;

2. სერიულ დიზელ MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილ ერთცილინდრიან წყალბადის დიზელზე. ტექნიკური მონაცემები: დგუშის სვლა/დიამეტრი– $S/D=300/240$ მმ/მმ, $n=800$ წთ⁻¹ ძრავას ბრუნვის სიხშირისას ეფექტური სიმძლავრე $Ne=93$ კვტ., კუმშვის ხარისხი $\epsilon=16,8$, ჰესელმანის ტიპის წვის კამერა.

როგორც აღვნიშნეთ, მუშა პროცესის მოდელირება ტარდებოდა როგორც ტრადიციული საბაზო დიზელისთვის, ასევე მათი წყალბადის მოდიფიკაციებისთვისაც.

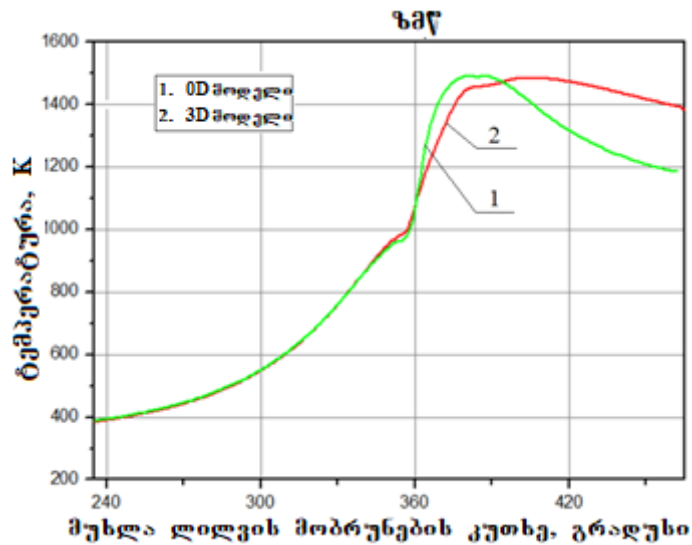
ძრავას ცილინდრის მოცულობაა საანგარიშო არე, რომელიც შემოსაზღვრულია დგუშის, ცილინდრის თავისა და მასრის ზედაპირებით. დგუშის მოძრაობა აღიწერება, მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის (L – ბარბაცას სიგრძე, S–დგუშის სვლა) ცნობილი გეომეტრიული პარამეტრების მქონე კინემატიკური სქემით.

სატესტო ამოცანებში, დამუშავებული 3D მათემატიკური მოდელის, წინასწარი ვერიფიკაცია ხორციელდებოდა გაანგარიშებული ინდიკატორული დიაგრამების შედარებით იმ დიაგრამებთან, რომლებიც შიგაწვის ძრავების თეორიაში კარგად აპრობირებული 0D მოდელებითაა (რომლებიც მაგალითად, გამოყენებული იყო ფირმა AVL-ის პროგრამა BOOST-ში ან ნ. ე. ბაუმანის სახელობის მოსკოვის უმაღლესი ტექნიკური სასწავლებლის პროგრამა NKIU-ში) მიღებული. მე-6 ნახ-ზე მოყვანილია KamAZ-ის საბაზო დიზელში წნევების ცვლილება, ხოლო მე-7 ნახ-ზე კი ცილინდრის მოცულობაში გასაშუალოებული ტემპერატურების ცვლილება, მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის (მლმკ)-ის მიხედვით.



ნახ. 6. საბაზო დიზელ KamAZ-ის ინდიკატორული დიაგრამები. 1. 0D მოდელით მიღებული, 2. 3D მოდელით მიღებული.

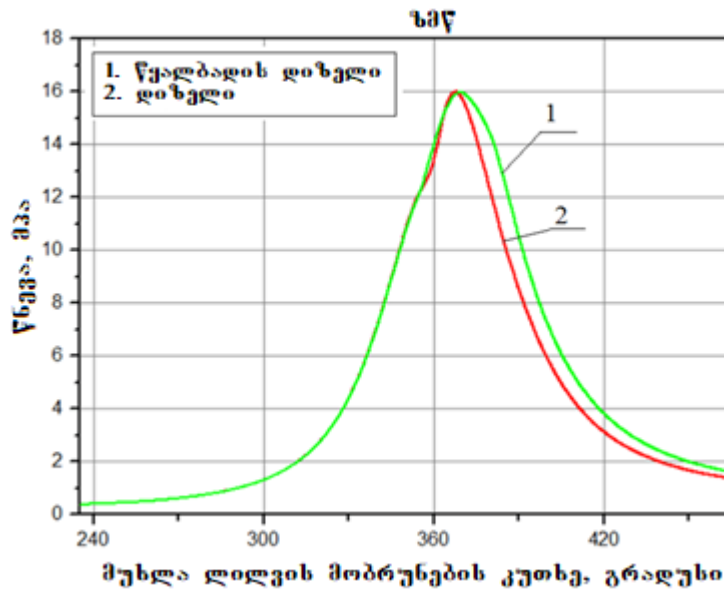
მე-6 და მე-7 ნახაზებიდან კარგად ჩანს, რომ ცილინდრში წნევებისა და ტემპერატურების კარგი თანხვედრაა მლმკ-ის მიხედვით.



ნახ. 7. საბაზო დიზელ KamAZ-ის ცილინდრის მოცულობაში მუშა სხეულის გასაშუალოებული ტემპერატურების ცვლილება. 1. 0D მოდელით მიღებული, 2. 3D მოდელით მიღებული

წყალბადის დიზელის მუშა პროცესის კვლევისას, ტრადიციულ (საბაზო) დიზელთან მის შესადარებლად, წყალბადის ციკლური მიწოდება განისაზღვრებოდა პირობიდან $m_{\text{ფს}}/m_{\text{H}_2} = H_{\text{ფს}}/H_{\text{H}_2}$, სადაც $m_{\text{ფს}}$ არის დიზელის საწვავის ციკლური მიწოდება. ჩვენს შემთხვევაში $H_{\text{ფს}} = 42,9 \text{ მჯ/კგ}$ და $H_{\text{H}_2} = 120 \text{ მჯ/კგ}$ – შესაბამისად დიზელისა და წყალბადის საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობებია და როცა $m_{\text{ფს}} = 0,24 \text{ გ/ციკლ.}$, მაშინ წყალბადის ციკლური მიწოდება $m_{\text{H}_2} = 0,085 \text{ გ/ციკლ.}$

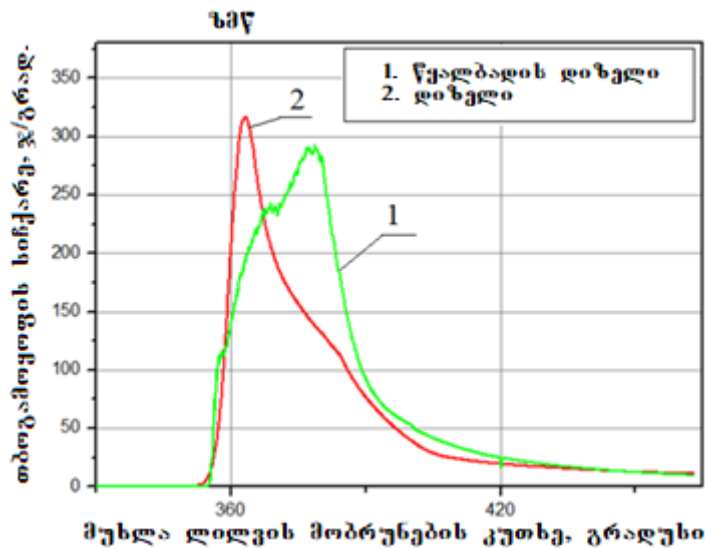
ტრადიციული და წყალბადის დიზელის ინდიკატორული დიაგრამების შედარება წარმოდგენილია მე-8 ნახ-ზე.



ნახ. 8. წყალბადისა (1) და ტრადიციული დიზელის (2) ინდიკატორული დიაგრამების შედარება

მე-8 ნახ-დან ჩანს, რომ ტრადიციული და წყალბადის დიზელის ციკლური მიწოდებების მიღებული პირობების თანაფარდობების დაცვისას, პრაქტიკულად ციკლის მაქსიმალური წნევის იდენტური მნიშვნელობები მიიღება – $P_z=16$ მპა.

აღსანიშნავია, რომ წყალბადს აქვს მნიშვნელოვნად მცირე აალების შეყოვნების დრო, რაც ასახულია წნევის ცვლილების მრუდზე, საწვავის მიწოდების დაწყების მომენტიდან ზმწ-მდე დგუშის მისვლამდე (ნახ. 8). ძრავას ცილინდრში წყალბადის მიწოდების საკმაოდ ხანგრძლივი პერიოდით შესაძლებელია ვაკონტროლოთ თბოგამოყოფის სიჩქარე (ნახ. 9) და აქედან გამომდინარე წნევის ზრდის სიჩქარე. ამის შედეგად ხერხდება თავიდან ავიცილოთ P_z -ის მეტისმეტად მაღალი მნიშვნელობები, რაც დადებითად მოქმედებს წყალბადის დიზელის ძირითადი დეტალების რესურსზე.



ნახ. 9. წყალბადისა (1) და ტრადიციული დიზელის (2) ცილინდრებში თბოგამოყოფის სიჩქარეების ცვლილება.

მეორე მხრივ, წყალბადის წვის ხანგრძლივობის გაზრდით (ნახ. 9.) იზრდება დროის ის ინტერვალი, რომლის განმავლობაშიც წვის კამერის თბომიმღები ზედაპირები იმყოფება მაღალ ტემპერატურული აირის ზედმოქმედების ქვეშ. აღნიშნული ხელს უწყობს, ძრავას წვის კამერის მოცულობის შემქმნელ ძირითად დეტალებზე თერმული დატვირთვების გაზრდას [33, 34, 35, 36, 37].

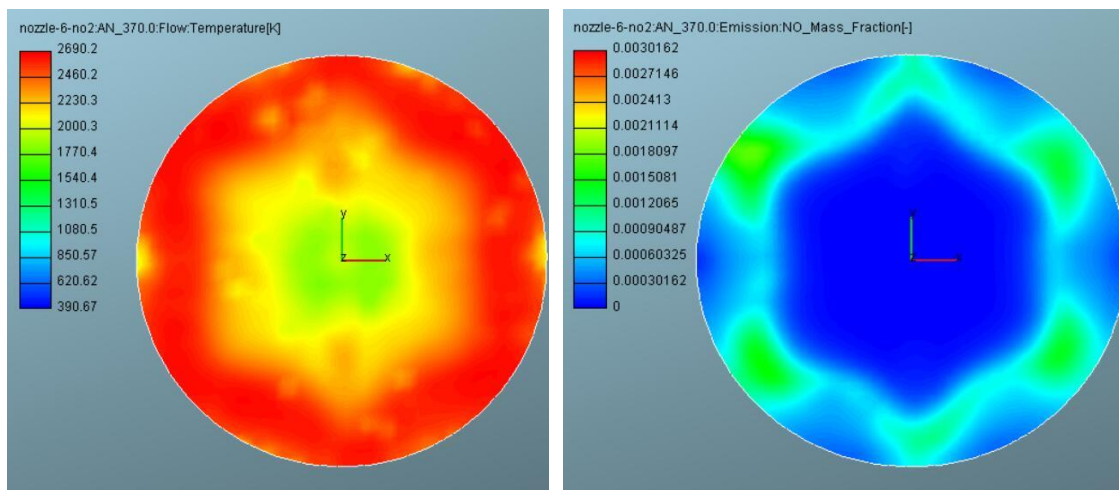
მე-6, მე-7, მე-8 და მე-9 ნახ-ებზე მოყვანილი სატესტო ამოცანების ამოხსნის შედეგები გვიჩვენებს, რომ დამუშავებული 3D მოდელი სწორად ასახავს, წყალბადისა და საბაზო, ტრადიციული დიზელის ცილინდრებში მიმდინარე ფიზიკური პროცესების არსს.

გამოყენებული მათემატიკური მოდელის საბოლოო ვერიფიკაცია ჩატარდება, გაანგარიშებით მიღებული ინდიკატორული დიაგრამების იმ ექსპერიმენტალურ დიაგრამებთან შედარებით, რომლებიც ერთ ცილინდრიან წყალბადის დიზელის MAN 30/24 ძრავაზეა მიღებული.

წყალბადის წვისას წარმოქმნილი აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის გაანგარიშების სატესტო ამოცანის ამოხსნის შედეგების ანალიზი. ტრადიციული დიზელის ძრავას წყალბადზე კონვერტირებისას,

აზოტის ჟანგეულების ემისიის სარწმუნო პროგნოზირება, შესაძლებელია განხორციელდეს მხოლოდ მუშა სხეულის ლოკალური პარამეტრების, უპირველეს ყოვლისა, იმ ლოკალური არასტაციონარული ტემპერატურების საფუძველზე, რომლებიც წყალბადის წვის პროცესის დროს წარმოიქმნება წვის კამერაში. ამ ტემპერატურების ზეგავლენით, ჰაერში არსებული აზოტის ჟანგვა მოდელირდება მე-(7) ზელდოვიჩის გაფართოებული მექანიზმის შესაბამისად.

წყალბადის დიზელის ცილინდრში მუშა სხეულის ლოკალური ტემპერატურებისა და აზოტის ჟანგეულების ლოკალური კონცენტრაციების მისაღებად მე-10 ნახ-ზე მოყვანილია სატესტო ამოცანების ამოხსნის შედეგები.



ნახ 10. *K* ტემპერატურის (მარცხნივ) მყისიერი ლოკალური მნიშვნელობები და აზოტის ჟანგეულების NO_x -ის (მასური წილების) მყისიერი კონცენტრაციები MAN 30/24 წყალბადის დიზელის წვის კამერაში, როცა მლმკ $\varphi=370^\circ$ -სს

წყალბადის დიზელის წვის კამერაში აზოტის ჟანგეულების NO_x -ის ლოკალური კონცენტრაციების (მასური წილების) გაანგარიშების სატესტო ამოცანების ამოხსნის შედეგების ანალიზი გვიჩვენებს, ლოკალური

ტემპერატურისა და NO_x-ის ლოკალური კონცენტრაციის ცვლილებებს შორის არსებულ სრულ კორელაციას (ნახ.10.) [57, 58].

ამკარაა, რომ აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესზე, არსებითი გავლენა უპირველეს ყოვლისა შეუძლია მოახდინოს, წვის კამერის მოცულობაში ლოკალური ტემპერატურების ცვლილებამ. ამასთან დაკავშირებით, აზოტის ჟანგეულების ემისიის შემცირებისკენ მიმართული ღონისძიებები, უპირველეს ყოვლისა გულისხმობს, წყალბადის დიზელის წვის კამერაში ლოკალური ტემპერატურების შემცირებას. კონსტრუქციული ფაქტორების, განსაკუთრებით კი წვის კამერის ფორმისა და ფრქვევანას კონსტრუქციის გავლენის კვლევა, წვის კამერის მოცულობაში – მუშა სხეულის ლოკალური ტემპერატურების ცვლილებაზე, აზოტის ჟანგეულების ლოკალურ წარმოქმნასა და ძრავას ეფექტურ მაჩვენებლებზე, საშუალებას გვაძლევს შევარჩიოთ აღნიშნული ფაქტორების ისეთი შეხამება, რომელიც უზრუნველყოფს წყალბადის დიზელისათვის მისაღებ ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებს.

2.5. წყალბადის და საბაზო დიზელის ტექნიკური მახასიათებლები და რიცხვითი გაანგარიშებისათვის საჭირო საწყისი ექსპერიმენტული მონაცემების შერჩევა

კვლევები ჩატარდა - ჩაბერვის სისტემებით აღჭურვილ ორ სერიულ დიზელზე: MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილ ერთცილინდრიან, წყალბადის ექსპერიმენტულ დიზელზე (დგუმის სვლა/ცილინდრის დიამეტრი S/D=30/24 სმ/სმ, ბრუნვის სიხშირე 800 წთ⁻¹, კუმშვის ხარისხი 16,8) და YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილ წყალბადის ვირტუალურ, სწრაფსვლიანი V-ს მაგვარი, ექვსცილინდრიან დიზელზე (S/D=14/13 სმ/სმ ბრუნვის სიხშირე 2000წთ⁻¹ კუმშვის ხარისხი 16,5). ოთხტაქტიან დიზელ MAN 30/24-ის ექსპერიმენტული, ერთცილინდრიანი ნაკვეთური განკუთვნილია, როგორც

ტრადიციულ, ასევე ალტერნატიულ საწვავზე (წყალბადზე) მომუშავე ძრავას მუშა პროცესის გამოსაკვლევად. საკვლევ ობიექტად აღნიშნული ძრავას არჩევა, კერძოდ, მუშა პროცესის დამუშავებული მათემატიკური მოდელის შეფასებისათვის, განპირობებულია იმით, რომ ამ დიზელის წყალბადისა და ტრადიციული ვარიანტები გადიოდა დეტალურ ექსპერიმენტულ კვლევებს მიუხედავად ტექნიკურ უნივერსიტეტში პროფ. რ. ქავთარაძის უშუალო მონაწილეობით [59]. ორივე ძრავაში ხორციელდებოდა საწვავების (წყალბადისა და დიზელის საწვავის) უშუალო შეფრქვევა.

აირადი წყალბადის შეფრქვევა ხორციელდებოდა, უშუალოდ ძრავას წვის კამერაში, სპეციალური ელექტროჰიდრავლიკური ფრქვევანას მეშვეობით, რომელიც ფირმა MAN-ის მიერაა შექმნილი. მუშა პროცესის მოდელირებისათვის საჭირო წყალბადისა და ბაზური დიზელის ტექნიკური მახასიათებლები მოცემულია მე-3 ცხრილში.

ცხრილი 3

ერთცილინდრიანი, ექსპერიმენტული წყალბადის დიზელისა და საბაზო (MAN 30/24-ის) დიზელის ტექნიკური მახასიათებლები

ძრავას მახასიათებლები	სერიული დიზელი MAN 30/24	წყალბადის დიზელი
ცილინდრის დიამეტრი - D, მმ	240	240
დგუმის სვლა - S, მმ	300	300
ეფექტური სიმძლავრე - N _e , კვტ	95	93
მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე - n, წთ ⁻¹	900	800
კუმშვის ხარისხი - ε, -	13,5	16,8 და 17,6

შეფრქვევის წნევა, $P_{ფრქ}$ ბარი	350 (დიზელის საწვავი)	300 (აირადი წყალბადი)
საწვავის მიწოდება ძრავას ცილინდრში	მაღალი წნევის ტუმბო Bosch (სერიული)	სისტემა Common Rail
ფრქვევანა (საქმენი ნახვრეტების რაოდენობა \times საქმენი ნახვრეტების დიამეტრზე, მმ $z \times d_s$)	ფრქვევანა Bosch (სერიული) 4 \times 0,25 მმ	წყალბადის ფრქვევანა Orange, 6 \times 0,7 მმ, 10 \times 0,5 მმ, 6 \times 0,85 მმ, 4 \times 0,5 მმ, 4 \times 0,7 მმ
ცილინდრის თავი	ოთხსარქვლიანი, ორი შემშვები არხი დაგრიგალების გარეშე	ოთხსარქვლიანი, ჰაერის დაგრიგალება ერთ-ერთ შემშვებ სარქველზე განთავსებული შირმის საშუალებით

წყალბადისა და საბაზო დიზელის ფრქვევანები განთავსებულია ცილინდრის თავის ცენტრალურ ნაწილში. როგორც სტანდარტულ ფრქვევანაში, ასევე ინჟექტორში არის ნემსა, რომელიც არეგულირებს გამავალი კვეთის სიდიდეს. წვის კამერაში აირადი წყალბადი ფრქვევანით მიეწოდება სპეციალური ბალონებიდან. აღნიშნული პროცესი ხორციელდება Burton Corbin-ისა და Linde AG-ის ფირმების მიერ

დამზადებული მემბრანული საჭირხნით, რომელიც კუმშვის ტაქტის ბოლოს წყალბადის შეფრქვევისას გამორიცხავს უკუ გამოტყორცნასა და აფეთქებებს შემშვებ მილსადენში, რაც დამახასიათებელია გარე ნარევეწარმოქმნისა და იძულებითი ანთების ძრავებისათვის. წვის პროდუქტების ფრქვევანაში შეღწევა თავიდან არის აცილებული მიწოდების წნევის ზრდით, რომელიც აჭარბებს აირის წნევის მაქსიმალურ მნიშვნელობებს ცილინდრში. ამისათვის და ასევე, ძრავას ცილინდრში არსებული აირების წნევისაგან დამოუკიდებლად, ფრქვევანას საქმენიდან წყალბადის მუდმივი, დამოუკიდებელი ხარჯის უზრუნველსაყოფად, აუცილებელია საქმენსა და ცილინდრში წნევების შეფარდება აღემატებოდეს კრიტიკულ მნიშვნელობას:

$$\left(\frac{p_z}{p_{H_2}} \right)_{კრ} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (31)$$

იმის გათვალისწინებით, რომ ცილინდრში აირის მაქსიმალური წნევა p_z არ აღემატება 150 ბარს, ხოლო წყალბადის ადიაბატას მუდმივა k არის 1,41-ის ტოლი, აუცილებელია წვის კამერაში წყალბადი მიეწოდოს $p_{H_2} \geq 285$ ბარი წნევით. ჩვენს შემთხვევაში წყალბადის მიწოდების სისტემა უზრუნველყოფს 300 ბარს.

მეორე ძრავა - წყალბადის დიზელი, რომლის გამოსაკვლევადაც გამოყენებული იყო მუშა პროცესისათვის დამუშავებული 3D მათემატიკური მოდელი, არის წყალბადის ვარიანტი ოთხტაქტიანი, V-ს მაგვარი, ექვსცილინდრიანი, სწრაფსვლიანი საავტომობილო დიზელი YaMZ-236. ის, ისევე როგორც MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელი მუშაობს წყალბადის უშუალო შეფრქვევით და გააჩნია ჩასაბერი ჰაერის შუალედური გაგრილება. მე-4 ცხრილში მოყვანილია YaMZ-236 ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის მუშა პროცესის მოდელირებისთვის აუცილებელი ტექნიკური მახასიათებლები.

3D მათემატიკური მოდელის გამოყენებით რიცხვითი ექსპერიმენტების ჩასატარებლად საწყისი მონაცემებიდან, გარდა მე-3 და მე-4 ცხრილში მოყვანილი პარამეტრებისა, მნიშვნელოვანია განისაზღვროს აგრეთვე ცილინდრის სახურავსა და დგუმის ზედპირებს შორის მოცულობის x სიმაღლე, როდესაც დგუში ზედა მკვდარ წერტილშია. ეს შესაძლებელია, ε კუმშვის მოცემული ხარისხის უზრუნველყოფის პირობიდან გამომდინარე:

$$x = \frac{V_c + \frac{\pi D^2}{4} S - V_c \varepsilon}{\frac{\pi D^2}{4} (\varepsilon - 1)} \quad (32)$$

სადაც V_c – წვის კამერის მოცულობაა დგუმის ზედა მკვდარ წერტილში ყოფნის დროს; D – ცილინდრის დიამეტრი; S – დგუმის სვლა.

ცხრილი 4

სწრაფსვლიანი სერიული დიზელის (YaMZ-236-ის) ბაზაზე შექმნილი წყალბადის ვირტუალური დიზელის ტექნიკური მახასიათებლები

ძრავას მახასიათებლები	წყალბადის დიზელი YaMZ-236
ცილინდრის დიამეტრი - D , მმ	130
დგუმის სვლა - S , მმ	140
ეფექტური სიმძლავრე - N_e , კვტ	315
მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე - n , წთ ⁻¹	2000
კუმშვის ხარისხი - ε , -	16,5
შეფრქვევის წნევა, $P_{ფრქ}$, ბარი	300 (აირადი წყალბადი)
საწვავის მიწოდება ძრავას ცილინდრში	სისტემა Common Rail
ფრქვევანა (საქმენი ნახვრეტების რაოდენობა \times საქმენი ნახვრეტების დიამეტრზე, მმ $z \times d_s$)	ფრქვევანა, $7 \times 0,225$ მმ, $7 \times 0,243$ მმ, $12 \times 0,172$ მმ, $18 \times 0,172$ მმ, $6 \times 0,35$ მმ,

ცილინდრის თავი	ოთხსარქველიანი, ჰაერის დაგრიგალება ტანგენციალური და სპირალური შემშვები არხების საშუალებით
----------------	---

საკვლევი წყალბადის დიზელისათვის, როდესაც $\varepsilon = 16,8$; $D=240$ მმ; $S=300$ მმ (იხ. ცხრილი 3) მივიღებთ, რომ $x=2$ მმ. საკონტროლო მოცულობებისაგან შედგენილი საანგარიშო ბადის ადეკვატურობის შესამოწმებლად საჭიროა დადგინდეს კუმშვის ხარისხის რეალური მნიშვნელობა, რომელიც რიცხვითი ექსპერიმენტების ჩატარებისას იქნება გამოყენებული. განხილული მაგალითისათვის ვიღებთ, რომ $\varepsilon_{რეალ.} = 16,7998$, რაც კარგად შესაბამეა მე-3 ცხრილში მოყვანილ ε -ის მნიშვნელობას.

განგარიშებისათვის საწვავის ციკლური მიწოდების მნიშვნელობა აიღება ექსპერიმენტებში ციკლური მიწოდების ტოლი

$$m_z = \frac{G_f \tau}{120 n i} \quad (33)$$

სადაც m_z არის საწვავის ციკლური მიწოდება, G_f – საწვავის საათური ხარჯი, τ – ძრავას ტაქტიანობა, n – მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე, i – ცილინდრების რაოდენობა. აქედან გამომდინარე, 800 წთ⁻¹ მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის დროს საწვავის ციკლური მიწოდება არის $0,38$ გრ-ის ტოლი.

რეკომენდაციების [59, 60] თანახმად, საწყის მომენტში ტურბულენტურობის კინეტიკური ენერჯიის საანგაროშოდ შეირჩა შემშვები სარქვლის სვლის სიმაღლის ნახევრის წრფივი ზომა.

ტურბულონტურობის k კინეტიკური ენერჯიის სიდიდე შეიძლება განგარიშდეს შემდეგი ფორმულით $k = \frac{3}{2}(u')^2$, სადაც u' არის ნაკადის სიჩქარის პულსაცია. მისი გამოთვლა შეიძლება შემდეგი ფორმულით [60] $u' = 0,5c_m$, სადაც $c_m = \frac{S \cdot n}{30}$ არის დგუშის საშუალო სიჩქარე. მაშინ,

ტურბულენტურობის კინეტიკური ენერჯიის საწყისი მნიშვნელობის საანგარიშო გამოსახულებას ექნება შემდეგი სახე:

$$k = \frac{3}{2} \left(0,5 \cdot \frac{S \cdot n}{30} \right)^2 \quad (34)$$

აქედან გამომდინარე, მოცემული დიზელისათვის (ცხრილი 3), როცა $n=800 \text{ წთ}^{-1}$, ტურბულენტურობის კინეტიკური ენერჯიის სიდიდე საწყისი მომენტისათვის იქნება $k=24 \text{ მ}^2/\text{წმ}^2$.

ამრიგად, დამუშავებული 3D მათემატიკური მოდელის საშუალებით, მუშა პროცესების კვლევის ობიექტებად შერჩეულია, ორი განსხვავებული ტიპის წყალბადის დიზელი, რაც კარგად ჩანს ცხრილებში მოყვანილი ტექნიკური მახასიათებლების შედარებით. ცხადია, რომ მათემატიკური მოდელის აპრობირება სხვადასხვა ტიპის წყალბადის დიზელებზე ხელს შეუწყობს მისი საიმედოობის ზრდას.

2.6. 3D მოდელის ვერიფიკაცია წყალბადის დიზელის ექსპერიმენტული ინდიკატორული დიაგრამის გამოყენებით

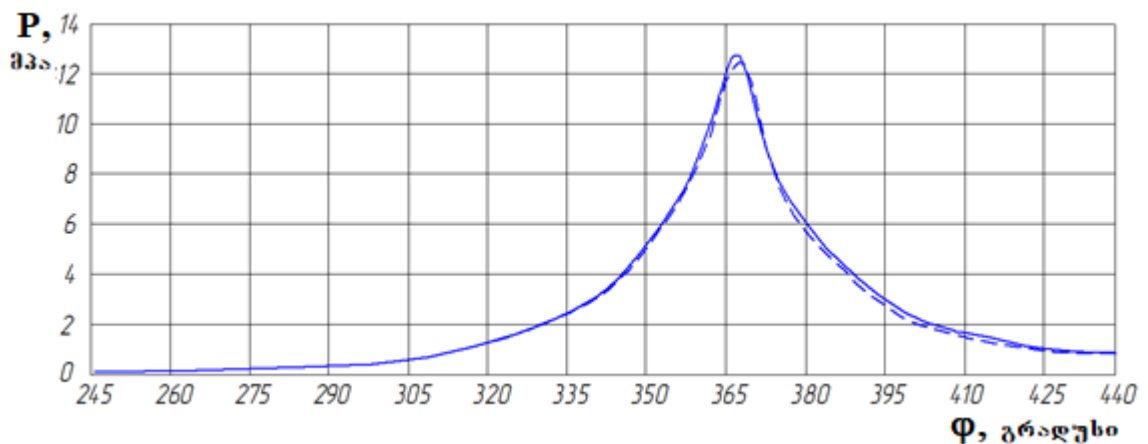
წყალბადის დიზელის მუშა პროცესის კვლევისათვის გამოიყენება მაგნუსენ-ჰარტაგერის (Magnussen-Hjertager) [59] ცნობილი წვის მოდელი, რომელიც, გულისხმობს, რომ ჰაერისა და საწვავის ნარევის წვა მიმდინარეობს მყისიერად და ამიტომ წვის საშუალო სიჩქარე \bar{w}_r განისაზღვრება რეაგენტების ტურბულენტური შერევის დროით და ჩაიწერება (5) ფორმულით:

$$\bar{w}_r = \frac{A}{\tau_t} \bar{\rho} \min \left(\bar{m}_{\text{საწვ}}, \frac{\bar{m}_{\text{O}_2}}{L_0}, B \frac{\bar{m}_{\text{წვ.პრ.}}}{1 + L_0} \right), \quad (6)$$

სადაც $\bar{m}_{\text{საწვ}}$, \bar{m}_{O_2} , $\bar{m}_{\text{წვ.პრ.}}$ შესაბამისად არის რეაგენტებისა (საწვავისა, ჩვენს შემთხვევაში წყალბადისა და ჟანგბადის) და წვის პროდუქტების მასების საშუალო მნიშვნელობები; L_0 – ჰაერის მასური სტექიომეტრიული რაოდენობა; $\tau_t = \bar{k} / \bar{\varepsilon}$ – ტურბულენტური შერევის დრო; A და B ემპირიული კოეფიციენტებია, რომლებიც ითვალისწინებს ქიმიური

რეაქციის სიჩქარეზე ტურბულენტურობის პარამეტრებისა და საწვავის სახის გავლენას. A და B ემპირიული კოეფიციენტების მნიშვნელობების განსაზღვრა უნდა განხორციელდეს საკვლევი ძრავას ექსპერიმენტული ინდიკატორული დიაგრამების საშუალებით [35, 36, 60]. ამ მოდელის ძირითადი უპირატესობაა ის, რომ ტურბულენტური წვის სიჩქარის საანგარიშოდ არაა საჭირო რეაგენტების ტურბულენტური ფლუქტუაციების განსაზღვრა და მათი გავლენა არაცხადაა გათვალისწინებული მოდელში ემპირიული კოეფიციენტების შემოყვანით.

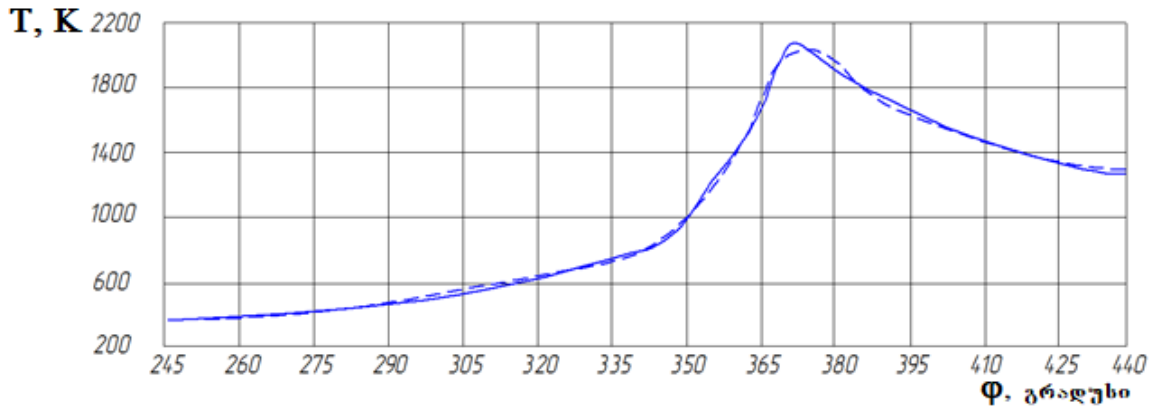
მე-11 ნახ-ზე მოყვანილია ექსპერიმენტული და 3D მოდელირებით მიღებული ინდიკატორული დიაგრამები.



ნახ. 11. ექსპერიმენტითა (---) და 3D მოდელირებით (—) მიღებული ინდიკატორული დიაგრამების შედარება. რეჟიმი: $n=800$ წთ⁻¹, $Ne=93$ კვტ. მოდელირებისას გამოყენებული კოეფიციენტების მნიშვნელობებია: $A=10$, $B=1$.

მე-11 ნახ-ზე მოყვანილი დიაგრამების შედარება გვიჩვენებს, რომ ექსპერიმენტითა და 3D მოდელირებით მიღებული ინდიკატორული დიაგრამები კარგად ემთხვევა ერთმანეთს. უნდა აღინიშნოს, რომ რიცხვითი მოდელირების შედეგებით, ძრავას ცილინდრში მაქსიმალური წნევა აღმოჩნდა მცირედით მაღალი, ვიდრე ექსპერიმენტში, მაგრამ არა იმდენად, რომ საგრძნობი გავლენა მოახდინოს კვლევის შედეგებზე.

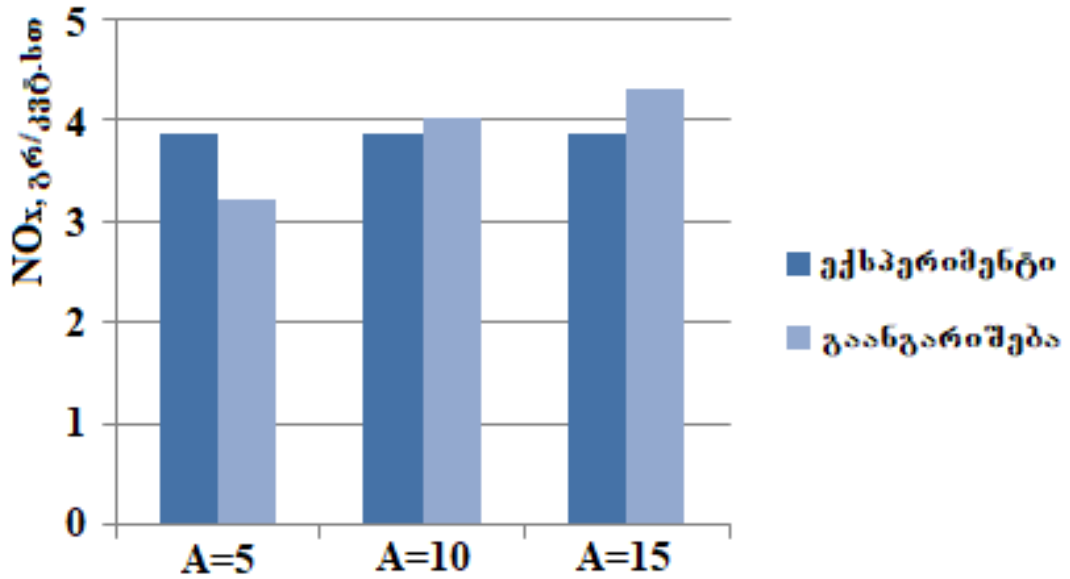
ცილინდრის მოცულობაში, ექსპერიმენტითა და 3D მოდელირებით მიღებული გასაშუალოებული ტემპერატურების მნიშვნელობები მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხეზე დამოკიდებულებით ნაჩვენებია ნახ-12-ზე.



ნახ. 12. ცილინდრის მოცულობაში, ექსპერიმენტული ინდიკატორული დიაგრამითა (---) და 3D მოდელირებით (—) მიღებული გასაშუალოებული ტემპერატურების ცვალებადობის შედარება. რეჟიმი: $n=800$ წთ⁻¹, $Ne=93$ კვტ.

მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხეზე დამოკიდებულ ტემპერატურების მნიშვნელობების შედარებისას, შეიმჩნევა გამოთვლით მიღებული მაქსიმალური ტემპერატურის უმნიშვნელო მატება ექსპერიმენტულთან შედარებით. აქვე, უნდა აღინიშნოს, რომ მთელ საანგარიშო დიაპაზონში მიღებული შედეგების კარგი თანხვედრაა ექსპერიმენტთან.

უნდა აღინიშნოს, რომ მე-6 გამოსახულებიდან A კოეფიციენტის გაზრდით ტურბულენტური წვის რეაქციის სიჩქარე და მაქსიმალური ტემპერატურები იზრდება, რაც აზოტის ჟანგეულების მატებას იწვევს. ეს კარგად ჩანს მე-13 ნახ-დან, რომელზეც მოყვანილია, ტრადიციული დიზელის საწვავით მაქსიმალურ დატვირთვაზე მომუშავე სწრაფსვლიან საავტომობილო დიზელ ZMZ 5145-ში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის მოდელირებისა და ექსპერიმენტული კვლევის შედეგების შედარება [61].



*ნახ.13. წვის მოდელის (5) A კოეფიციენტის გავლენა დიზელ ZMZ 5145-ის ნამუშევარ აირებში აზოტის ჟანგეულების შემცველობის რაოდენობაზე.
რეჟიმი: $n=4000$ წთ⁻¹, $N_e=85$ კვტ.*

ამრიგად, წყალბადისა (ნახ.11 და ნახ. 12) და ტრადიციული დიზელისათვის (ნახ.13), სადისერტაციო კვლევისას დამუშავებული მათემატიკური მოდელის ვარგისიანობაზე მიუთითებს წვის პროცესის 3D მოდელირების შედეგები. ახალი, პერსპექტიული წყალბადის დიზელების დაპროექტებისას, როგორც წესი არ არსებობს ექსპერიმენტული ინდიკატორული დიაგრამა (მაგ. იხ. ცხრილი 4) და ამიტომ 3D მოდელირების შედეგების სანდოობის შეფასებისათვის, ჩვეულებრივ 0D მათემატიკური მოდელით მიღებულ ინდიკატორულ დიაგრამას იყენებენ.

ზემოთ მოყვანილი ექსპერიმენტული მონაცემების გაანგარიშებულთან შედარებით შეიძლება დავასკვნათ, რომ გამართლებულია დამუშავებული 3D მათემატიკური მოდელის გამოყენება წყალბადის დიზელის ცილინდრში არასტაციონარული, ტურბულენტური მოძრაობის, წვისა და აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესების შესასწავლად. ამრიგად შექმნილია მეცნიერულად დასაბუთებული, პრაქტიკული მნიშვნელობის მქონე ინსტრუმენტი – წყალბადის დიზელში მიმდინარე პროცესებთან

ადაპტირებული და ექსპერიმენტით შემოწმებული 3D მოდელი, რომლის დანიშნულებაც ძრავას ეფექტური და ეკოლოგიური მაჩვენებლების კვლევა, პროგნოზირება და სრულყოფის გზების დასახვა.

2.7. წყალბადის დიზელისა და საბაზო დიზელის სამუშაო პროცესების შედარებითი ანალიზი

წყალბადის დიზელის სამუშაო პროცესის თავისებურებების განსასაზღვრად წყალბადისა და ტრადიციული დიზელებისათვის ჩატარდა სამუშაო პროცესების მოდელირება და მიღებული შედეგების შედარებითი ანალიზი. კერძოდ, გაანალიზდა ცილინდრში წნევის, საშუალო და ლოკალური ტემპერატურების, თბოგამოყოფის სიჩქარის ცვლილებები დროის (მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის) მიხედვით როგორც ტრადიციული (საბაზო) დიზელებისათვის, ასევე მათი წყალბადზე კონვერტირებული მოდიფიცირებული ვარიანტებისთვისაც.

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ (ნახ. 11, 12, 13) დამუშავებული 3D მათემატიკური მოდელის, ვერიფიკაცია ხორციელდებოდა გაანგარიშებული ინდიკატორული დიაგრამების შედარებით MAN 30/24-ის (იხ. ცხრილი 3) ბაზაზე შექმნილ ერთცილინდრიან წყალბადის დიზელზე მიღებულ ექსპერიმენტულ დიაგრამებთან [35], ხოლო YaMZ-236-ის წყალბადზე კონვერტირებული ვარიანტისათვის – ძრავების თეორიაში კარგად ცნობილ, 0D მოდელზე დაფუძნებული პროგრამა AVL BOOST-ით მიღებულ დიაგრამებთან [62].

წყალბადის დიზელის მუშა პროცესის კვლევისას, ტრადიციულ (საბაზო) დიზელთან მის შესადარებლად, წყალბადის ციკლური მიწოდება განისაზღვრებოდა პირობიდან $m_{\text{ღს}}/m_{\text{H}_2} = H_{\text{ღს}}/H_{\text{H}_2}$, სადაც $m_{\text{ღს}}$ არის დიზელის საწვავის ციკლური მიწოდება. ჩვენს შემთხვევაში – $H_{\text{ღს}}=42,9$ მჯ/კგ და $H_{\text{H}_2}=120$ მჯ/კგ – შესაბამისად დიზელისა და წყალბადის საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობებია. აღნიშნული პირობის დაცვისას ტრადიციულ (სერიულ) დიზელ YaMZ-236-ისა და მის ბაზაზე შექმნილი

წყალბადის დიზელის ინდიკატორული დიაგრამები კარგად ემთხვევა ერთმანეთს, ხოლო ციკლის მაქსიმალური წნევის მნიშვნელობები კი იდენტურია – $P_z=16$ მპა.

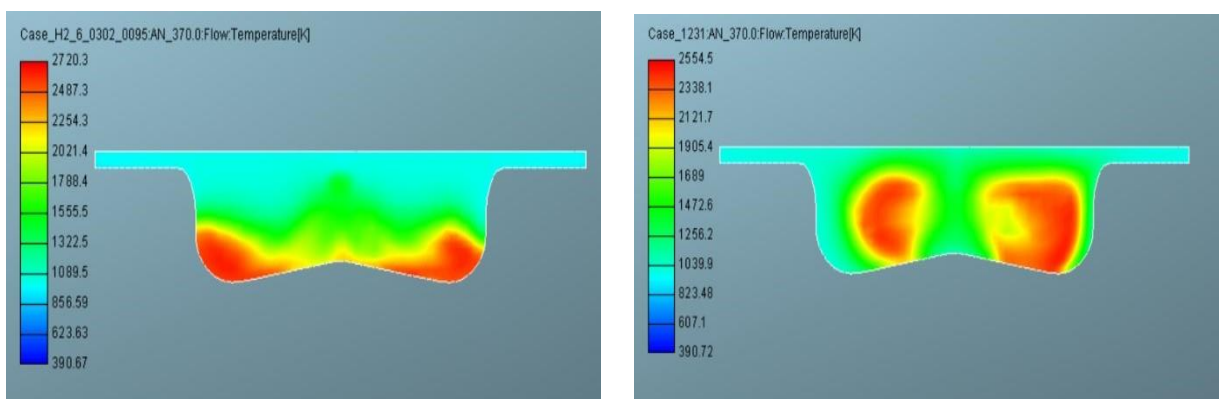
იმის გამო, რომ წყალბადს ახასიათებს თვითაალების შეფერხების მნიშვნელოვნად მცირე დრო, თბოგამოყოფის სიჩქარისა და აქედან გამომდინარე წნევის ზრდის სიჩქარის რეგულირება ხდებოდა ცილინდრში წყალბადის მიწოდების პერიოდის ცვლილებით. ამ პერიოდის გახანგრძლივებით შესაძლებელია ვაკონტროლოთ თბოგამოყოფის სიჩქარე და არ დავუშვათ P_z -ის მეტისმეტად მაღალი მნიშვნელობები, რომლებიც უარყოფითად მოქმედებს წყალბადის დიზელის ძირითადი დეტალების რესურსზე.

მეორე მხრივ, წყალბადის წვის ხანგრძლივობის გაზრდით მატულობს დროის ის ინტერვალი, რომლის განმავლობაშიც წვის კამერის თბომიმღები ზედაპირები იმყოფება მაღალტემპერატურული აირის ზედმოქმედების ქვეშ. აღნიშნული იწვევს, ძრავას წვის კამერის მოცულობის შემომსაზღვრელ ძირითად დეტალებზე თერმული დატვირთვების ზრდას [62].

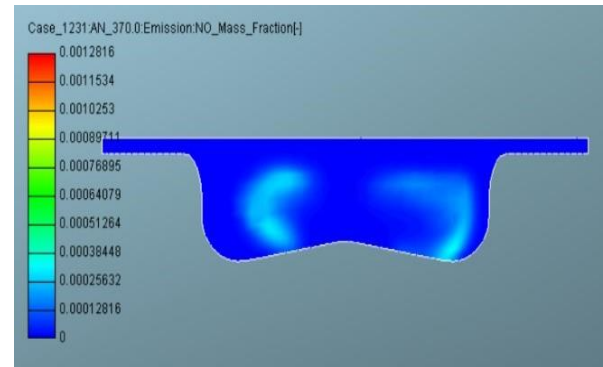
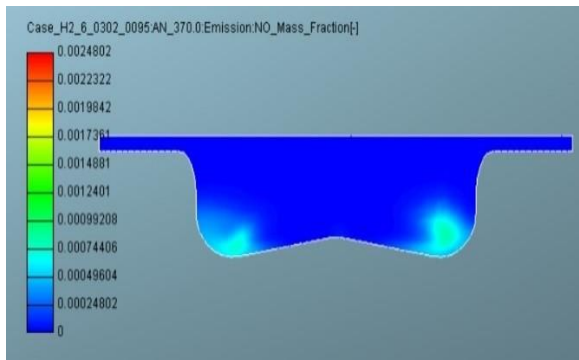
ჩატარებული რიცხვითი ექსპერიმენტების შედეგად დადგინდა, რომ წყალბადისა და ტრადიციულ, საბაზო დიზელში YaMZ-236 ჰაერსაწვავი ნარევის წვის პროცესები განსხვავებულია. ეს კარგად ჩანს წვის კამერის მოცულობაში მუშა სხეულის საშუალო ტემპერატურის ცვლილებისას მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით. ტრადიციული დიზელის ცილინდრში ამ ტემპერატურის მაქსიმალური მნიშვნელობაა 1500 K, ხოლო წყალბადის დიზელში კი ის 1700 K-ს უახლოვდება. ხაზგასმით უნდა აღვნიშნოთ, რომ წვის პროდუქტებში NO_x -ის შემცველობა [63, 64] შეუძლებელია შევაფასოთ შედარებული ციკლების ტემპერატურების საშუალო მოცულობითი მნიშვნელობებით.

აზოტის ჟანგეულების ემისიის სარწმუნო პროგნოზირება, შესაძლებელია განხორციელდეს მხოლოდ მუშა სხეულის ლოკალური

პარამეტრების, უპირველეს ყოვლისა, იმ ლოკალური არასტაციონარული ტემპერატურების საფუძველზე, რომლებიც წყალბადის წვის პროცესის დროს წარმოიქმნება წვის კამერაში. ამ ტემპერატურების ზეგავლენით (როცა მათი მნიშვნელობა 1700 K-ს აღემატება) ჰაერში არსებული აზოტის ჟანგვა მიმდინარეობს ზელდოვიჩის გაფართოებული მექანიზმის შესაბამისად [59]. წყალბადის დიზელის ცილინდრში გადატანის დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემის რიცხვითი ინტეგრირების შედეგად მიღებული მუშა სხეულის ლოკალური ტემპერატურებისა და აზოტის ჟანგულების მყისიერი ლოკალური კონცენტრაციები მოყვანილია ნახ. 14-ზე და ნახ. 15-ზე, რომლებიც ადასტურებს ლოკალური ტემპერატურისა და NO_x-ის ლოკალური კონცენტრაციის ცვლილებებს შორის არსებულ სრულ კორელაციას.



ნახ. 14. ტემპერატურის (K) მყისიერი ლოკალური მნიშვნელობები წყალბადისა (მარცხნივ) და ტრადიციული დიზელის (მარჯვნივ) წვის კამერაში, როცა მლმკ $\phi=370^\circ$ ($m_{\text{ფს}}=0,24$ გ/ციკლ., $m_{\text{H}_2}=0,085$ გ/ციკლ.).

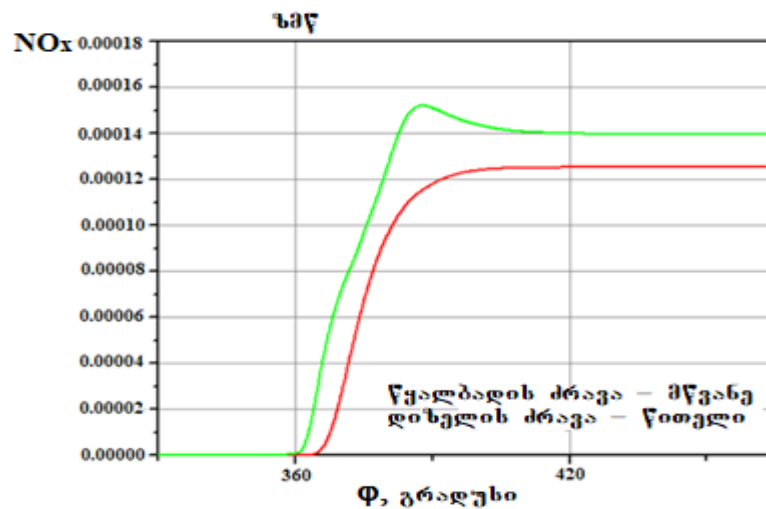


ნახ. 15 აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის (მასური წილის) მყისიერი ლოკალური მნიშვნელობები წყალბადის (მარცხნივ) და ტრადიციული დიზელის (მარჯვნივ) წვის კამერაში, როცა მლმკ $\varphi=370'$ ($m_{\text{ფს}}=0,24$ გ/ციკლ., $m_{\text{H}_2}=0,085$ გ/ციკლ.).

ასევე, უნდა აღინიშნოს, რომ ტემპერატურის არასტაციონარული ლოკალური მნიშვნელობები, როგორც მუშა სხეულის სხვა ლოკალური პარამეტრების (სიმკვრივის, წნევისა და სიჩქარის) მნიშვნელობები, დინებისა და წვის ტურბულენტურ პროცესებში, განპირობებულია ტურბულენტურო-ბის კინეტიკური ენერჯის ლოკალური მნიშვნელობებით, რომლებიც საგრძნობლადაა დამოკიდებული წვის კამერის გეომეტრიულ ფორმასა და ზომებზე. ასეთი დამოკიდებულება, დადგენილია როგორც ნაპერწკლური ანთების ბუნებრივ აირზე კონვერტირებული დიზელებისათვის [28], ასევე ტრადიციული დიზელებისათვისაც [59], ხოლო წყალბადის დიზელებისათვის კი დღემდე არ არის გამოკვლეული.

ნახ. 16-ზე მოცემულია წყალბადისა და ტრადიციულ დიზელების წვის კამერაში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესების მოდელირების შედეგები. აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის (მასური წილის) აქ მოყვანილი მნიშვნელობები შეესაბამება ძრავას სამუშაო ციკლის განმავლობაში ცილინდრში წარმოქმნილ აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციას და მიღებულია ცილინდრში კონცენტრაციების ლოკალური

სიდიდეების (ნახ. 15) შეჯამებით. როგორც ვხედავთ, წვის პროცესში ლოკალური ტემპერატურების ზრდასთან ერთად, ზელდოვიჩის მექანიზმის თანახმად, ადგილი აქვს აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის მატებასაც. მიაღწევს რა ტემპერატურა და შესაბამისად $[NO_x]$ თავიანთ მაქსიმალურ სიდიდეებს, ეს კონცენტრაცია პრაქტიკულად აღარ იცვლება (ნახ. 16), მიუხედავად იმისა, რომ ცილინდრში მიმდინარეობს გაფართოების პროცესი და ტემპერატურა მკვეთრად ეცემა (ნახ. 12), ანუ ადგილი აქვს აზოტის ჟანგეულების ე. წ. „წრთობას“ [30, 38, 59].



ნახ. 16. ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციის (მასური წილის) ცვლილება მლმკ-ის მიხედვით.

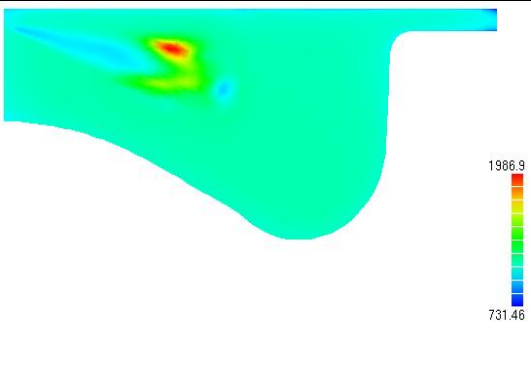
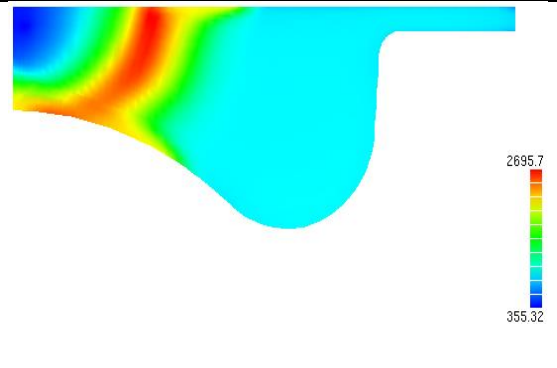
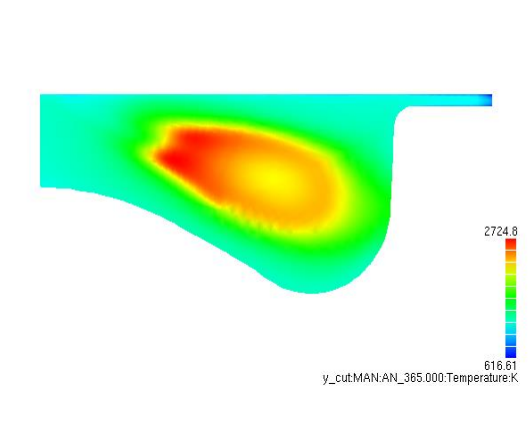
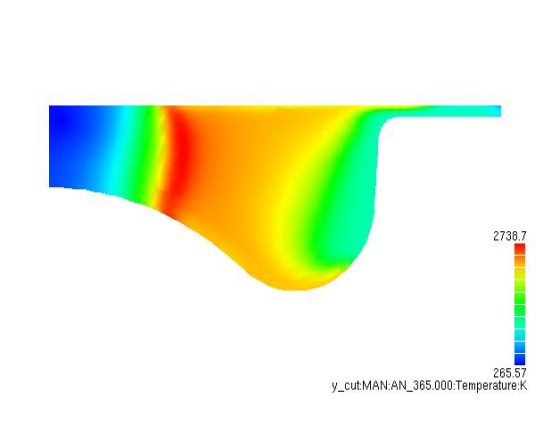
წყალბადის დიზელში აზოტის ჟანგეულების შედარებით გაზრდილი მნიშვნელობები (ნახ. 16) აიხსნება ლოკალური ტემპერატურების მაღალი მნიშვნელობებით. ამ მნიშვნელობების შესამცირებლად საჭიროა ისეთი აპრობირებული მეთოდების გამოყენება, როგორებიცაა: საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის შემცირება, წვის კამერის ფორმის მოდიფიკაცია, შეშვების პროცესში მუხტის დაგრიგალების ინტენსივობის ცვლილება, ციკლური მიწოდების ცვლილება და ციკლის განმავლობაში მრავალჯერადი შეფრქვევის გამოყენება [9, 30, 38, 65].

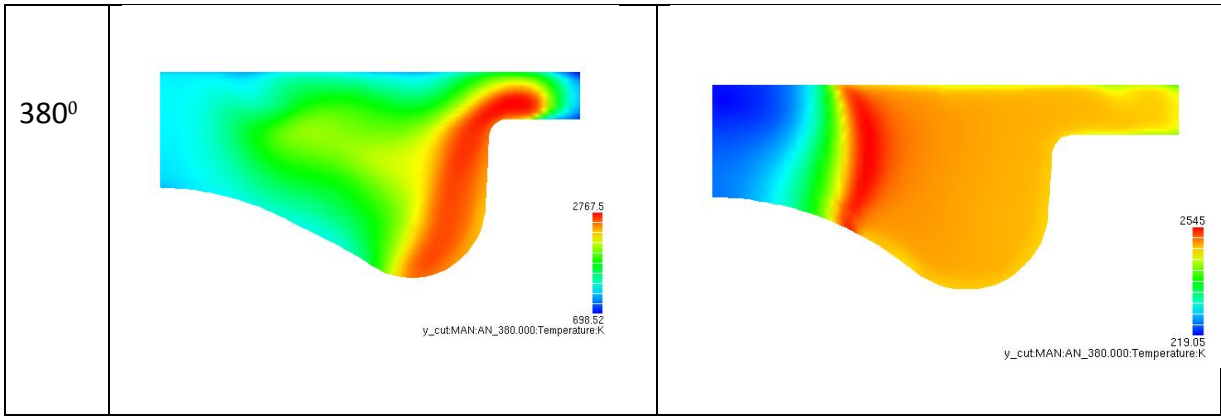
ამრიგად აზოტის ჟანგეულების ემისიის შესამცირებლად გატარებული ღონისძიებები, უპირველეს ყოვლისა მიმართული უნდა იყოს წყალბადის დიზელის წვის კამერაში ლოკალური ტემპერატურების შემცირებისაკენ.

საბაზო დიზელისა MAN 30/24 და მის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის წვის კამერებში მიმდინარე წვისა და აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესების დინამიკა მნიშვნელოვნად განსხვავდება ერთმანეთისაგან, რაც კარგად ჩანს მე-5 და მე-6 ცხრილებიდან, რომლებშიც მოცემულია ამ პარამეტრების მყისიერი მნიშვნელობების ცვლილება მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის (ანუ დროის მომენტის) მიხედვით.

ცხრილი 5

ტრადიციული და წყალბადის დიზელის მყისიერი ლოკალური ტემპერატურის ცვლილება

მლმ კ	ტრადიციული (საბაზო) დიზელი MAN 30/24	წყალბადის დიზელი MAN 30/24-ის ბაზაზე
350°		
365°		



იმ დროისათვის, როცა მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხე $\varphi=350^\circ$ (იხ. ცხრილი 6), წყალბადის დიზელის წვის კამერაში მაქსიმალური ლოკალური ტემპერატურა 2696 K-ის ტოლია, ხოლო საბაზო დიზელის წვის კამერაში კი არის 1987 K. მოცემული კვეთა ნათლად გვიჩვენებს, რომ წყალბადის დიზელში ფორმირდება წვის ტალღები, მაშინ როცა საბაზო დიზელის ცილინდრში წვის კერები მხოლოდ ჩამოყალიბების პროცესშია.

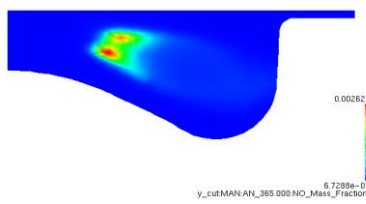
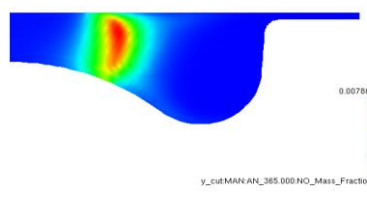
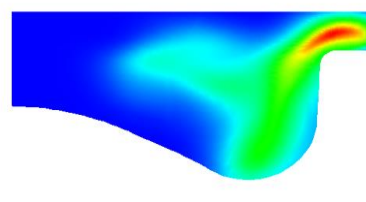
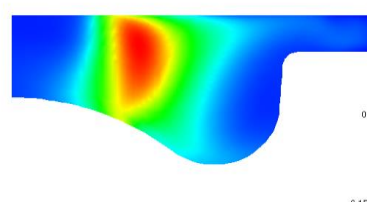
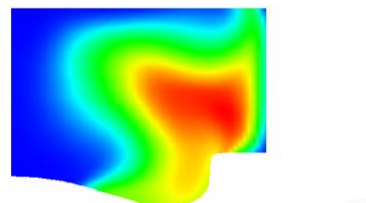
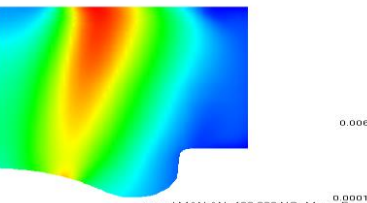
წვის პროცესის შემდგომი განვითარების კვალდაკვალ ($\varphi=365^\circ$) საბაზო დიზელის წვის კამერაში მაქსიმალური ლოკალური ტემპერატურა 2725 K-ია, ხოლო წყალბადის დიზელის წვის კამერაში კი 2739 K. შემდგომში ($\varphi=380^\circ$), საბაზო დიზელში მაღალტემპერატურული ზონა გადაადგილდება წვის კამერის კედლებისკენ, ხოლო წყალბადის დიზელში კი მაღალტემპერატურული ზონა უფრო თანაბრადაა გადანაწილებული წვის კამერის მოცულობაში (იხ. ცხრილი 5).

მე-5 ცხრილში მოყვანილი, φ მლმკ-ის სხვადასხვა მნიშვნელობის ($350^\circ, 365^\circ, 380^\circ$) დროს ცილინდრის მოცულობაში მუშა სხეულის მყისიერი ტემპერატურული ველების შედარება, გვამლევს წარმოდგენას წყალბადისა და საბაზო დიზელში ალის ფრონტის განვითარების სხვაობაზე. დიზელის საწვავთან შედარებით წყალბადის წვის პროცესი მიმდინარეობს ინტენსიურად. მუხლა ლილვის ერთსა და იმავე მდებარეობაში ყოფნის დროს მაქსიმალური ლოკალური ტემპერატურების მნიშვნელობა წყალბადის ვარიანტში ასეული გრადუსით აჭარბებს დიზელისას. წვის კამერაში ალის ფრონტის ფორმირებაზე დიდ გავლენას ახდენს ის ფაქტი,

რომ წყალბადი მიეწოდება აირად მდგომარეობაში და წყალბადის ალის ფრონტი ვრცელდება ფართო სფერული ტალღით. დიზელის საწვავის წვა კი ხორციელდება ჭავლის გაფრქვევის ზონაში (განსაკუთრებით საწვავის ჩირაღდნის გარე ზედაპირზე) და ამიტომ ვერ ყალიბდება ალის ფრონტი ყველა მიმართულებით, როგორც ესაა წყალბადის წვის შემთხვევაში.

ცხრილი 6

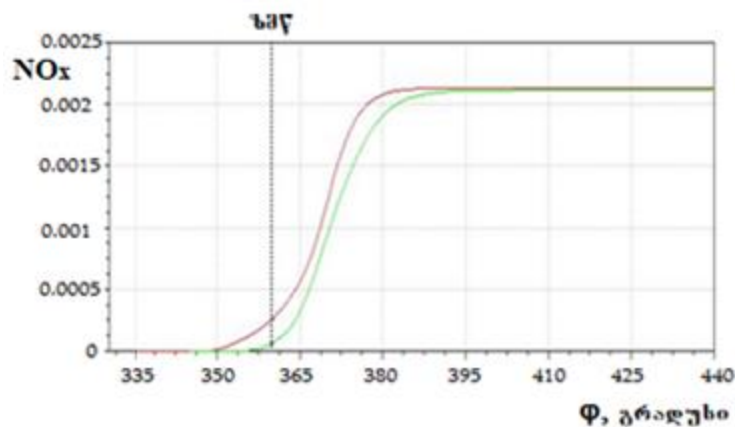
ტრადიციული და წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების მყისიერი ლოკალური კონცენტრაციის ცვლელება

მლმკ	ტრადიციული (ბაზური) დიზელი MAN 30/24	წყალბადის დიზელი MAN 30/24-ის ბაზაზე
365 ⁰		
380 ⁰		
430 ⁰		

წყალბადის ძრავაში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნა იწყება მაშინ, როცა მლმკ $\varphi=350^{\circ}$ -ს (შეფრქვევის მომენტიდან 5° -ის შემდეგ), ხოლო ტრადიციულ დიზელში კი მაშინ, როცა მლმკ $\varphi=355^{\circ}$ -ს (შეფრქვევის

მომენტიდან 10^0 -ის შემდეგ). ეს გარემოება გამოწვეულია იმით, რომ წყალბადის ალის ფრონტის გავრცელების მაღალი სიჩქარეები წვის კამერაში სწრაფად წარმოქმნის ლოკალურ მაღალტემპერატურულ კერებს. მაგრამ, აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის შემდეგ ორივე ძრავას მაჩვენებლები ერთი და იგივეა. აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციების მასური წილების შედარება ნაჩვენებია მე-7 ცხრილში, რომლიდანაც ჩანს, რომ აზოტის ჟანგეულების ემისიის დონე წყალბადის დიზელში პრაქტიკულად იგივეა, რაც საბაზოში. მე-6 და მე-7 ცხრილის მონაცემების შედარება გვიჩვენებს, რომ წყალბადისა და საბაზო დიზელის წვის კამერებში ლოკალური ტემპერატურებისა და აზოტის ჟანგეულების ლოკალური წილის ცვლილებებს შორის სრული კორელაციაა.

მე-17 ნახ-ზე წარმოდგენილია სერიული და წყალბადის დიზელის ერთი ციკლის განმავლობაში აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის ჯამური ცვლილებები, რომლებიც მიღებულია მათი ლოკალური მნიშვნელობების შეჯამებით. ჩანს, რომ წყალბადის დიზელში აზოტის ჟანგეულები წარმოიქმნება სწრაფად და მლმკ-ის ერთსა და იმავე მდებარეობაში აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაცია წყალბადის დიზელში მეტია.



ნახ. 17 წყალბადისა და საბაზო დიზელის (MAN 30/24) წვის კამერაში ციკლის განმავლობაში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციის მასური წილების შედარება მლმკ-ის მიხედვით. — საბაზო დიზელი, — წყალბადის დიზელი.

როგორც ჩანს, მიუხედავად იმისა, რომ წყალბადის დიზელის წვის პროდუქტებში პრაქტიკულად არაა ისეთი მავნე კომპონენტები, როგორცაა: CH, CO, CO₂ და მყარი ნაწილაკები (თუ არ გავითვალისწინებთ შემზეთი მასალების წვის შედეგად მიღებულ მოცემული ნაერთების უმნიშვნელო რაოდენობას), აზოტის ჟანგეულების მნიშვნელობის მასური წილის შემცირება ისეთივე პრობლემაა წყალბადის დიზელში, როგორც ტრადიციულ დიზელში. აღნიშნული პრობლემის გადაწყვეტა შესაძლებელია სპეციალური მეთოდების, კერძოდ, კონსტრუქციული და რეგულირებადი პარამეტრების ცვლილებით.

ამრიგად შეიძლება დავასკვნათ, რომ დამუშავებული 3D მათემატიკური მოდელის სახით შექმნილია ინსტრუმენტი, რომლის გამოყენება იძლევა როგორც აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის გამონაბოლქვში აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის პროგნოზირების, აგრეთვე მისი მინიმიზაციის შესაძლებლობას. ცხადია, რომ წყალბადის დიზელში მიმდინარე ტურბულენტური დინების, წვისა და აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესების მოდელირება, ცილინდრში მუშა სხეულის ლოკალური პარამეტრების განსასაზღვრად, მიზანშეწონილია ჩატარდეს აღწერილი 3D მათემატიკური მოდელით, რომლის ვერიფიკაცია უნდა მოხდეს ექსპერიმენტულ მონაცემებთან შედარებით. რიცხვითი ექსპერიმენტების შედეგად დადგინდა, რომ წყალბადის დიზელის სამუშაო პროცესში წარმოქმნილი აზოტის ჟანგეულების ემისია, როცა წყალბადისა და დიზელის საწვავის ციკლური დოზები მათი უდაბლესი თბოუნარიანობების გათვალისწინებითაა შერჩეული ($m_{\text{ღს}}/m_{\text{H}_2} = H_{\text{ღს}}/H_{\text{H}_2} = \text{idem}$), მხოლოდ 10-15%-ით აღემატება ტრადიციული დიზელის ანალოგიურ მაჩვენებელს. წყალბადის დიზელის კონსტრუქციული და რეგულირებადი ფაქტორების შერჩევით შესაძლებელია აზოტის ჟანგეულების ემისიის კიდევ უფრო შემცირება (დაახლოებით Euro 6-ის მოთხოვნების დონემდე) ძრავას გამომშვებ სისტემაში ნეიტრალიზატორების დაყენების გარეშე.

მიღებული შედეგების ანალიზი ცხადყოფს, რომ წყალბადისა და საბაზო დიზელის ერთსა და იმავე რეჟიმებზე, აზოტის ჟანგეულების ლოკალური მასური წილისა და წვის კამერაში მუშა სხეულის ტემპერატურების მნიშვნელობების ცვლილება არსებითად განსხვავებული ხასიათისაა. გამოირკვა, რომ დიზელის საწვავის შემთხვევაში აალებისა და წვის პროცესები - აალებისას კონცენტრირებულია საწვავის ჩირაღდნის გარე ზედაპირის, ხოლო წვისას კი ჩირაღდნის კონუსის ზონაში. მაშინ როცა წყალბადისთვის დამახასიათებელია უფრო სწრაფი აალება, ალის ფრონტი სწრაფად მოიცავს წვის კამერის მთელ მოცულობას და შესაბამისად, მუშა სხეულის ტემპერატურების ასეთი ცვლილების გამო აუცილებელია წყალბადის დიზელში ლოკალური თბოგადაცემის შესწავლა.

წყალბადის დიზელში აზოტის ჟანგეულების მასური წილების ლოკალური წარმოქმნა საბაზო ძრავასთან შედარებით მიმდინარეობს უფრო ინტენსიურად, რადგან წვის კამერებში თბოგამოყოფის სიჩქარეები სხვადასხვაა. უნდა აღინიშნოს, რომ ციკლის განმავლობაში აზოტის ჟანგეულების ჯამური ემისია ორივე ძრავასათვის თითქმის ერთ დონეზეა.

ტრადიციული დიზელისაგან განსხვავებული, წყალბადის დიზელის სამუშაო პროცესის დადგენილი თავისებურებანი აუცილებელია გათვალისწინებულ იქნას მისი კონსტრუქციული და რეგულირებადი პარამეტრების ოპტიმალური მნიშვნელობების დადგენისას.

2.8. კონსტრუქციული პარამეტრების (წვის კამერის ფორმა, ძრავას კუმშვის ხარისხი, კუმშვის ბოლოს ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობა, აირადი წყალბადის ფრქვევანას კონსტრუქცია - საქშენების დიამეტრი და რაოდენობა) გავლენა წყალბადის დიზელის ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე

წყალბადის დიზელის წვის კამერის ფორმის გავლენა ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე. წვის კამერა თანამედროვე სატრანსპორტო

სწრაფსვლიანი დიზელების აბსოლუტურ უმრავლესობაში განთავსებულია დგუშში და ხასიათდება მუშა სხეულის მოძრაობის მაღალი ლოკალური სიჩქარეებით. ცხადია, რომ წვის კამერის ფორმა გავლენას ახდენს ცილინდრში ტურბულენტურობის კინეტიკურ ენერგიაზე, რაც აისახება ნარევეწარმოქმნის, წვის, სითბოს გამოყოფისა და თბოგაცემის პროცესების ინტენსიურობაზე. ეს უკანასკნელი კი განაპირობებს არასტაციონარული ლოკალური ტემპერატურებისა და ამ ტემპერატურებზე დამოკიდებული აზოტის ჟანგეულების ლოკალური კონცენტრაციების სიდიდეებს წყალბადის დიზელის ცილინდრში [78]. ნათელია, რომ ტრადიციული საბაზო დიზელის კონვერტირებისას წყალბადზე, წვის კამერის ფორმის შერჩევა აქტუალური ამოცანაა. YaMZ ტიპის დიზელის კონვერტირებისას წყალბადზე (იხ. ცხრილი 5) გამოკვლეულ იქნა წვის კამერის სამი განსხვავებული ფორმა: **ტრადიციული** (ე. წ. YaMZ-ს ტიპის), **კონუსისებური** და **ცილინდრული**. აუცილებელია აღინიშნოს, რომ წვის კამერის სამივე ფორმის შემთხვევაში კუმშვის ხარისხის სიდიდე იყო $\varepsilon=16,5$ (იხ. ცხრილი 5). მუშა პროცესის მოდელირებისათვის საჭირო სხვა პარამეტრების საწყისი მნიშვნელობები, აგრეთვე უცვლელად იყო შენარჩუნებული.

მე-7 ცხრილში მოყვანილია, სხვადასხვა ფორმის წვის კამერის მქონე წყალბადის დიზელის ლოკალური ტემპერატურებისა და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის ლოკალური მყისიერი მნიშვნელობები. უნდა აღინიშნოს, რომ მლმკ $\varphi=370^\circ$ შეესაბამება წვის პროცესის განვითარების მომენტს, როცა ცილინდრის მოცულობაში გასაშუალოებულ ტემპერატურას ჯერ არ მიუღწევია თავისი მაქსიმუმისათვის, მაგრამ აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესი კი უკვე დაწყებულია.

თითქმის ერთნაირი, მაღალი ტემპერატურული და შესაბამისად აზოტის ჟანგეულების მაღალი კონცენტრაციების ზონების განლაგება შეიმჩნევა ყველა საკვლევი წვის კამერისათვის, რაც აიხსნება რიცხვითი ექსპერიმენტების მონაცემებში ფრქვევანას საქმენების ნახვრეტების რაოდენობისა და მიმართულებების იდენტურობით.

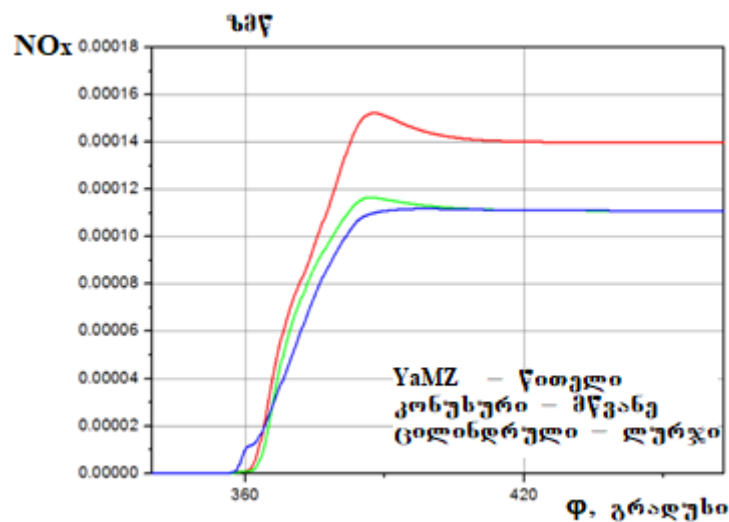
ცხრილი 7

წყალბადის დიზელის წვის კამერაში მყისიერი ლოკალური ტემპერატურებისა და აზოტის ჟანგეულების მყისიერი ლოკალური კონცენტრაციების ცვლილება წვის კამერის გეომეტრიული ფორმისგან დამოკიდებულებით ($\phi=370^\circ$)

წვის კამერის ფორმა	მყისიერი ლოკალური ტემპერატურები ($\phi=370^\circ$)	აზოტის ჟანგეულების მყისიერი ლოკალური კონცენტრაციები ($\phi=370^\circ$)
YAMZ-ს ტიპის		
კონუსური		
ცილინდრული		

წყალბადის დიზელის წვის კამერის ფორმაზე დამოკიდებული აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის დინამიკა (ნახ. 18) ადასტურებს, წვისა და ნარევეწარმოქმნის ტურბულენტური ინტენსიფიკაციის პროცესების

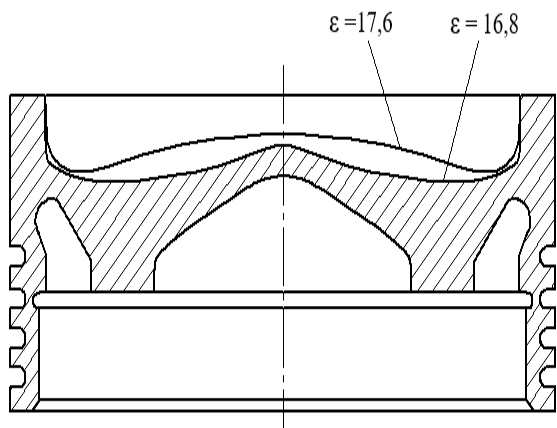
ანალიზის საფუძველზე, ზემოთ გაკეთებული წინადადებების მართებულობას, რასაც თბოგამოყოფის სიჩქარისა და ციკლის მქც-ის ზრდასთან მივყავართ. მართლაც, YaMZ-ს ტიპის წვის კამერიან ძრავებს, რომელსაც ციკლის ყველაზე ეფექტური მქც აქვს, გააჩნია აზოტის ჟანგეულების ყველაზე დიდი ემისია, მაშინ როცა, როგორც ცილინდრულ, ასევე კონუსურ წვის კამერებს აზოტის ჟანგეულების მხრივ თითქმის ერთნაირი და გაცილებით უკეთესი მაჩვენებლები აქვს (ნახ. 18), თუმცა ეფექტურობის მხრივ ორივე ჩამორჩება YaMZ-ს ტიპის წვის კამერიან ძრავებს. ამგვარად, ე. წ. „მიზნების კონფლიქტი“ ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებს შორის, რომელიც დამახასიათებელია ტრადიციული დიზელებისათვის [59, 61] ასევე დამახასიათებელია წყალბადის დიზელებისათვისაც. ნათელია, რომ წვის პროცესის ნაწილობრივი ჰომოგენიზაცია, როგორც ხერხი „მიზნების კონფლიქტის“ გადაწყვეტისა შესაძლებელია, წარმატებით გამოყენებულ იქნეს წყალბადის დიზელის შემთხვევაშიც.



ნახ. 18. წყალბადის დიზელის ცილინდრში ციკლის განმავლობაში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციის მასური წილების ცვლილება წვის კამერის ფორმაზე დამოკიდებულებით.

უნდა აღინიშნოს, რომ არსებული კორელაცია ცილინდრის მოცულობაში მაქსიმალური ტემპერატურების გასაშუალოებულ და ციკლის განმავლობაში აზოტის ჟანგეულების ჯამურ მნიშვნელობებს შორის (ნახ. 18), არ ნიშნავს, რომ აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის გამოყენებულ კინეტიკურ მექანიზმებში შესაძლებელია, გასაშუალოებული ტემპერატურების გამოყენება. მის გამოყენებას, როგორც წესი მივყავართ უხეშ შეცდომებამდე, რაც მტკიცდება ქიმიური კინეტიკის კლასიკური თეორიით, რომელიც დაფუძნებულია ტემპერატურისაგან რეაქციის მახასიათებელი პარამეტრების (რეაქციის სიჩქარესა და აალების შეფერხებაზე) ექსპონენციალურ დამოკიდებულებებზე [66]. ამასთან დაკავშირებით, სადისერტაციო კვლევისას, როგორც შემდეგ ნაშრომებში [35, 60], წვის კამერაში ლოკალური ტემპერატურების ბაზაზე ყოველი საანგარიშო უჯრედისათვის განისაზღვრება აზოტის ჟანგეულების ლოკალური კონცენტრაცია, რაც მუშა პროცესის 3D მოდელითაა მიღებული. ციკლის განმავლობაში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციები (ნახ. 18) გამოითვლება აზოტის ჟანგეულების ყველა ლოკალური კონცენტრაციების შეჯამებით.

წყალბადის დიზელის კუმშვის ხარისხის გავლენა. წყალბადის აალების ერთ-ერთი საიმედო ხერხია შეშვებული ჰაერის ტემპერატურის გაზრდა. წყალბადის გარანტირებული თვითაალება შესაძლებელია, ასევე კუმშვის ხარისხის გაზრდით. წყალბადის დიზელში (MAN 30/24) გამოიყენება $\varepsilon=16,8$ და $\varepsilon=17,6$ კუმშვის ხარისხიანი ჰესელმანის ტიპის წვის კამერების მქონე დგუშები, რომლის ესკიზიც მოყვანილია მე-19 ნახ-ზე.



ნახ. 19. წყალბადის დიზელის (MAN 30/24-ის ბაზაზე) წვის კამერის სქემები, რომლებიც შეესაბამება კუმშვის ხარისხებს: $\epsilon=16,8$ და $\epsilon=17,6$

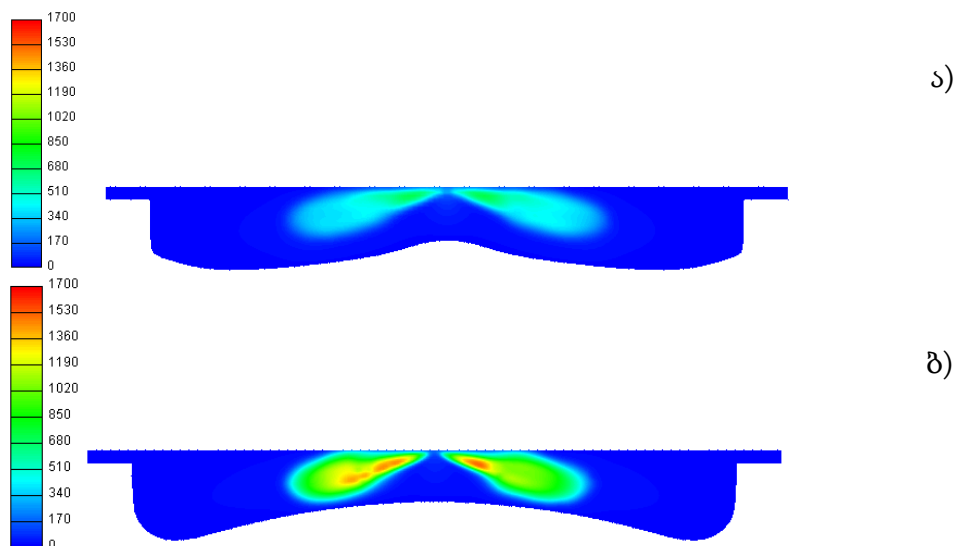
ორივე კონსტრუქციის დგუმის კვლევის პარამეტრები მოყვანილია მე-8 ცხრილში. ამ ქვეთავში აღწერილი, ჩატარებული რიცხვითი ექსპერიმენტების დროს, საწვავის ციკლური მიწოდება შემცირდა ($m_z=0,33$ გ/ციკლ.) შეფრქვევის ხანგრძლივობის შემცირებასთან ($\Delta\phi_{შეფრქვ.}=30^0$) ერთად.

ცხრილი 8

რიცხვითი ექსპერიმენტების განხორციელების პარამეტრები $\epsilon=16,8$ და $\epsilon=17,6$ კუმშვის ხარისხიანი დგუმებისათვის

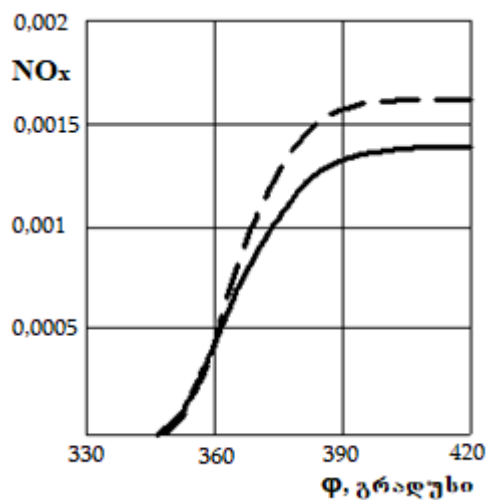
კუმშვის ხარისხი ϵ , -	16,8	17,6
მუხლა ლილვის ბრუნთა სიხშირე - n , წთ ⁻¹	800	
დაგრიგალების რიცხვი D_n	1,36	
საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხე ϕ_{inj}	15 ⁰	
საწვავის მიწოდების ხანგრძლივობა $\Delta\phi_{inj}$	30 ⁰ (345 ⁰ -375 ⁰)	
წყალბადის ციკლური მიწოდება m_z , გ/ციკლ.	0,33	
ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი α_{air}^{Σ}	2,5	
ჩაბერვის წნევა p_k , ბარი	2	
შეშვებული ჰაერის ტემპერატურა $t_{k,}$ °C	62	

სხვადასხვა კუმშვის ხარისხიანი ძრავების მუშაობის ინდიკატორული დიაგრამების შედარებამ გვიჩვენა, რომ როცა $\epsilon=17,6$, მაშინ წნევის ზრდის სიჩქარე მაღალია, რაც განსაკუთრებით შეიმჩნევა წყალბადის მიწოდების დაწყებისა და მისი აალების მომენტში $\phi=345^\circ$. როცა $\epsilon=17,6$, მაშინ წნევის მაქსიმალური მნიშვნელობაა $p_z=11$ მპა, ხოლო როცა $\epsilon=16,8$ ციკლის წნევის მაქსიმალური მნიშვნელობაა $p_z=10,8$ მპა. მაღალი კუმშვის ხარისხიანი წვის კამერის გამოყენების შემთხვევაში ეს განპირობებულია საშუალომასური ტემპერატურის, თბოგამოყოფის ინტენსივობისა და ტურბულენტურობის კინეტიკური ენერჯის უფრო მაღალი მნიშვნელობებით. იმ მომენტში, როცა $\phi=350^\circ$ -ს, ($\epsilon=17,6$) წვის კამერისათვის ტურბულენტურობის ლოკალური კინეტიკური ენერჯის მაქსიმალური ლოკალური მნიშვნელობაა $k=1630$ მ²/წმ², ხოლო $\epsilon=16,8$ წვის კამერისათვის კი $k=740$ მ²/წმ². ორივე წვის კამერის ტურბულენტურობის კინეტიკური ენერჯის ზონები მოყვანილია მე-20 ნახ-ზე.



ნახ. 20. განსხვავებულ კუმშვის ხარისხებიან ($\epsilon=16,8$ (ა) და $\epsilon=17,6$ (ბ)) წვის კამერებში ტურბულენტურობის ლოკალური კინეტიკური ენერჯის ზონები.

მე-21 ნახ-ზე მოყვანილია MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი, სხვადასხვა კუმშვის ხარისხიანი წვის კამერის მქონე, ექსპერიმენტული წყალბადის ძრავას აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის ცვლილებები. როგორც ჩანს, როცა $\epsilon=16,8$ -ის (ა)ციკლის განმავლობაში ცილინდრის მოცულობაში აზოტის ჟანგეულების ჯამური მასური წილები შეადგენს 0,0016-ს (1600 ppm). კუმშვის ხარისხის გაზრდით - $\epsilon=17,6$ (ბ) აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნა მცირდება 0,0014-მდე (1400 ppm). ამრიგად, როცა კუმშვის ხარისხი $\epsilon=17,6$ -ის ტოლია, მაშინ საკვლევ წყალბადის ძრავაში აზოტის ჟანგეულების ემისია მცირდება, რაც განპირობებულია წვის კამერის გეომეტრიული ფორმის ცვლილებით.



ნახ. 21. განსხვავებულ კუმშვის ხარისხებიან (--- $\epsilon=16,8$ და — $\epsilon=17,6$) წვის კამერებში აზოტის ჟანგეულების (ცილინდრში არსებული მასურ წილებში) წარმოქმნა.

ამ დროს, ორივე შემთხვევაში იმ მომენტისათვის, როცა $\phi=365^{\circ}$ -ს, ლოკალური ტემპერატურების მაქსიმალური მნიშვნელობები არსებითად არ განსხვავდება და 2850 K-ის დონეზეა. იმისათვის, რომ დატვირთვების

დასაშვები ზღვრული მნიშვნელობები არ გაზრდილიყო, შემდეგ კვლევებში გამოყენებული იყო $\varepsilon=17,6$ კუმშვის ხარისხიანი წვის კამერა.

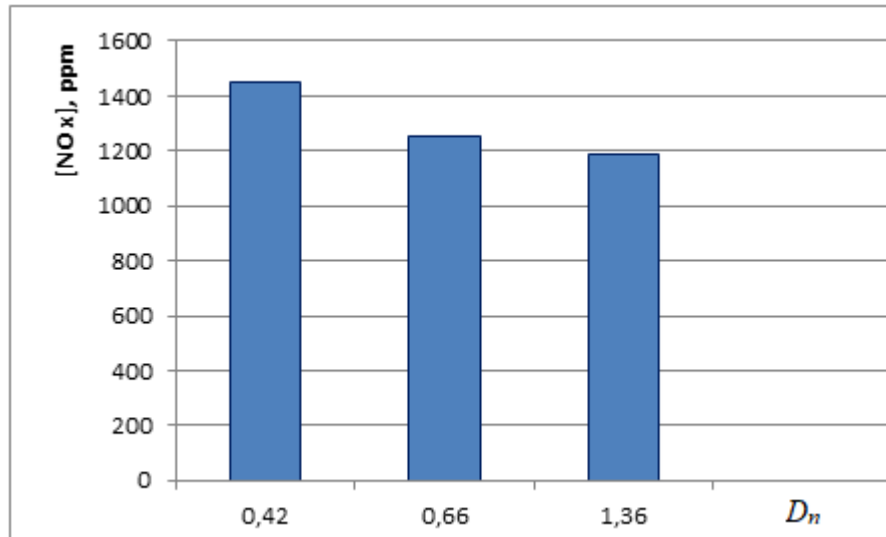
წყალბადის დიზელში კუმშვის ბოლოს ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობის გავლენა. შვესების პროცესში, შემშვებ არხში წარმოიქმნება ჰაერის გრიგალური მოძრაობა, რომლის ინტენსიურობაც არსებითად დამოკიდებულია შემშვები არხის ფორმაზე. ამ მიზეზის გამო, ცილინდრში მუხტის დაგრიგალების ინტენსივობა განეკუთვნება კონსტრუქციულ ფაქტორს. დაგრიგალების რიცხვი გამოითვლება წვის კამერაში გრიგალის ბრუნვის სიხშირისა და ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის ფარდობით:

$$D_n = n_{air}/n. \quad (35)$$

MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ცილინდრში მუხტის გრიგალური მოძრაობის ინტენსივობის გავლენის კვლევა ძრავას ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე ტარდებოდა დაგრიგალების რიცხვის სამი სხვადასხვა მნიშვნელობით: 1,36; 0,62 და 0,42.

ჩატარებულ სასტენდო კვლევებში გრიგალური მოძრაობის ინტენსივობის ცვლილება [59] ხორციელდებოდა ორიდან ერთ-ერთი შემშვები სარქველის შირმის მდგომარეობის ცვლილებით, რომლის ღერძული მობრუნება აცილებული იყო სპეციალური მაფიქსირებული მოწყობილობით. მუხტის დაგრიგალების ინტენსივობა განისაზღვრებოდა პროგრამული წესით შემშვები არხის გაუთვალისწინებლად.

22-ე ნახ-ზე მოყვანილია წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის კვლევის შედეგები ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობაზე დამოკიდებულებით. უნდა აღინიშნოს, რომ ეს შედეგები კარგად ემთხვევა ექსპერიმენტით მიღებულ მონაცემებს [67].



ნახ. 22. წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის კვლევის შედეგები ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობაზე დამოკიდებულებით. რეჟიმი: $n=800 \text{ წთ}^{-1}$, $p_e=8,5$ ბარი, $\alpha_3^{\Sigma} = 2,4-2,5$;

ნახვრეტების რაოდენობა $z=6$, დიამეტრი $d_s=0,7$ მმ.

წყალბადის დიზელის ცილინდრში ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობის ზრდა იწვევს წვის პროცესში წარმოქმნილი აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის შემცირებას, რაც იმით აიხსნება, რომ დაგრიგალების ინტენსივობის მატება აუმჯობესებს ჰაერწყალბადის ნარევის ჰომოგენიზაციას, რაც განაპირობებს წყალბადის დიზელის ცილინდრში ლოკალური ტემპერატურების საერთო დონის შემცირებას და როგორც შედეგი, მცირდება აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაცია (ნახ. 22.) $D_n=0,42$ -ის შემთხვევაში $NO_x=0,00147$, ხოლო $D_n=1,36$ - $NO_x=0,0012$.

აუცილებელია აღინიშნოს, რომ უშუალო შეფრქვევის წყალბადის დიზელის ცილინდრში ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობის მატება, იწვევს არა მხოლოდ აზოტის ჟანგეულების, არამედ მუშა პროცესით გამოწვეული ხმაურის შემცირებას, მაგრამ ვერ აუმჯობესებს ძრავას ეფექტურ მაჩვენებლებს. რაც შეეხება ტრადიციულ საწვავზე მომუშავე დიზელებს, ცნობილია, რომ მუხტის დაგრიგალების ინტენსივობის (გარკვეულ მნიშვნელობამდე) გაზრდა ხელს უწყობს ძრავას ეფექტური

მაჩვენებლების გაუმჯობესებას, მაგრამ ამან შესაძლებელია გამოიწვიოს წვის პროდუქტებში აზოტის ჟანგეულების მატება [9, 35].

წყალბადის ძრავა პრინციპულად განსხვავდება ტრადიციული დიზელისაგან, რომელშიც ჰაერის გრიგალური მოძრაობის ინტენსივობა, საწვავის ჩირაღდნის მეზობელ ღერძებს შორის კუთხის გახსნის ზღვრულ მნიშვნელობებზეა დამოკიდებული. ცილინდრში წრიული სიჩქარით განსაზღვრულმა გრიგალის კინეტიკური ენერჯის ქვედა ზღვარმა, სწრაფად უნდა უზრუნველყოს საწვავის ჭავლის წვეთებად დაშლა, სწრაფი აორთქლება და ხარისხიანი ნარევეწარმოქმნა. ამ ენერჯის ზედა ზღვარმა კი ამ წვეთებს არ უნდა მიაწიოს ისეთი აჩქარება, რომ მათ აორთქლებამდე მოასწრონ შეღწევა საწვავის მეზობელ ჩირაღდანში. დაგრიგალების ინტენსივობის იმ ზღვრული მნიშვნელობების განსაზღვრის მაგალითები, რომელთა დროსაც ოპტიმალურია საწვავის ეფექტური ხარჯი და ეფექტური სიმძლავრე მოცემულია ნაშრომში [59].




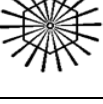
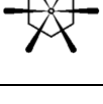
ცნობილია, რომ სერიულ დიზელებში, როგორც ტრადიციულ [21], ასევე ალტერნატიულ საწვავებზე [22, 23] მუშაობისას, წყალბადის მცირე დამატება არსებითად ცვლის აალების შეფერხების ხანგრძლივობას. შედეგად, მუშა პროცესის ამ „შერეული რეგულირებით“ მიიღწევა ძრავას ეფექტური მაჩვენებლების (სიმძლავრისა და საწვავის ხარჯის) გაუმჯობესება. აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის წყალბადის დიზელის შემთხვევაში, ჰაერის გრიგალური მოძრაობის ინტენსივობის ზრდა აჩქარებს ჰაერწყალბადის ნარევის წარმოქმნას და ხელს უწყობს მის ჰომოგენიზაციას ისე, რომ წყალბადის შეფრქვევის საწყის სტადიაზე მისი კონცენტრაცია ლოკალურ ზონებშიც კი აალების ზღვრებზე დაბალი იყოს (ანუ, წყალბადის შემცველობა ამ ზონებში ნაკლებია 4 %-ზე), რასაც მიყვავართ აალების შეფერხების დროის ზრდასთან. ამგვარად, აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის წყალბადის დიზელში ჩნდება შესაძლებლობა ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობის ცვლილებით, ვმართოთ აალების შეფერხების ხანგრძლივობა, რომლის სიდიდეც არსებით

გავლენას ახდენს წვის პროცესზე და მთლიანად ძრავას ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე [21, 22, 23]. ნათელია, რომ წყალბადის დიზელში ჰაერის დაგრიგალების ინტენსივობის ზღვრული მნიშვნელობები განისაზღვრება აალების შეფერხების სიდიდით. ამ შემთხვევაში, ზედა ზღვარი უნდა იყოს ისეთი, რომ წყალბადის შეფრქვევისთანავე ჰეტეროგენულმა წვამ ლოკალურ ზონებში არ მიიღოს თბური აფეთქების სახე წნევის ზრდის მაღალი სიჩქარით. ქვედა ზღვარი კი უნდა უზრუნველყოფდეს წყალბადის საიმედო აალებას და არ უნდა იყოს ანთების გამოტოვებები.

აირად წყალბადის ფრქვევანას კონსტრუქციის (საქშენის დიამეტრისა და რაოდენობის) გავლენა. წყალბადის დიზელის მუშა პროცესის რიცხვითი ექსპერიმენტები ჩატარდა წყალბადზე კონვერტირებულ დიზელ YaMZ-ზე ხუთი სხვადასხვა საქშენის მქონე ფრქვევანით (იხ. ცხრილი 9).

ცხრილი 9

ფრქვევანას საქშენის შეფრქვევის სქემები და კონსტრუქციული პარამეტრები

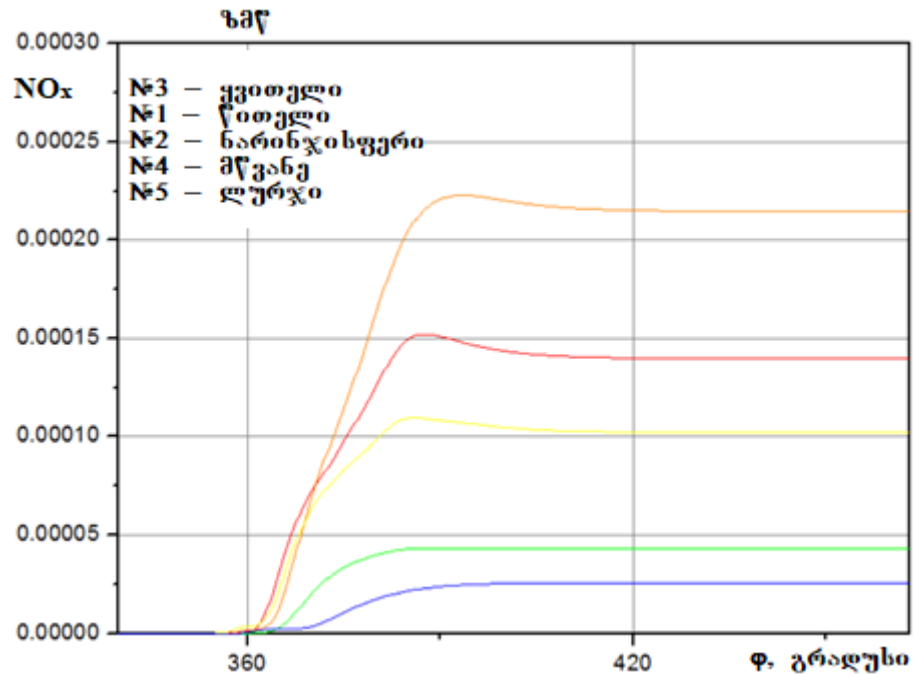
N _{ფრქვევა}	შეფრქვევის სქემა	z [-]	d _ბ [მმ]	F _ბ ^z [მმ ²]
1		7	0,225	0,278
2		6	0,243	0,278
3		12	0,172	0,279
4		18	0,172	0,418
5		6	0,35	0,577

მე-9 ცხრილში მოყვანილია ფრქვევანას საქშენის პარამეტრები: z არის საქშენის ნახვრეტების რაოდენობა; d_s - საქშენის ნახვრეტების დიამეტრი, მმ; F_s^Z - საქშენის ნახვრეტების გამავალი კვეთის ჯამური ფართობი, მმ².

ცილინდრში წყალბადის თვითაალება იწყება წვის ლოკალურ კერებში, რომლებშიც საუკეთესო პირობებია (ანუ, შეკუმშული ჰაერის ტემპერატურისა და აიროვანი წყალბადის კონცენტრაციის ხელსაყრელი მნიშვნელობებია) დაჟანგვისათვის. იმ ზონებში, სადაც ლოკალური ტემპერატურები აღწევს მაღალ მნიშვნელობებს, ინიცირდება აზოტის თერმული ჟანგეულების წარმოქმნა. №1, №2, №3 (იხ. ცხრილი 9) ფრქვევანებში საქშენის ნახვრეტების რიცხვის ზრდით ცილინდრის მოცულობაში ლოკალური ტემპერატურების განაწილება უფრო ერთგვაროვანია და ამიტომ, მათი მაქსიმალური მნიშვნელობები და შესაბამისად აზოტის ჟანგეულების ლოკალური კონცენტრაციები მცირდება [68, 69]. ლოკალური ტემპერატურის თანაბარ განაწილებას, მისი მაქსიმალური მნიშვნელობების შემცირებასა და აზოტის ჟანგეულების ლოკალური კონცენტრაციების მინიმიზაციას №4 და №5 ფრქვევანების შემთხვევაში უზრუნველყოფს საქშენის ნახვრეტების გამავალი კვეთის ჯამური ფართობის გაზრდა.

№5 ფრქვევანას შემთხვევაში თბოგამოყოფის პროცესი იწელება, რადგან F_s^Z -ს ზრდა (შეფრქვევის ერთი და იგივე წნევის დროს) განაპირობებს წყალბადის ხარჯის მატებას და ამ შემთხვევაში დროის მცირე მონაკვეთში ცილინდრში ხვდება დიდი რაოდენობის წყალბადი. წვის ლოკალურ კერებში, რომელთა რაოდენობა აშკარად ნაკლებია საქშენის ნახვრეტების მცირე რაოდენობის გამო, ჰაერწყალბადიანი ნარევი მდიდრდება და შედარებით ნელა იწვის. მეორე მხრივ, №5 ფრქვევანას შემთხვევაში, გასაშუალოებული ტემპერატურის საგრძნობ შემცირებას თან სდევს წვის კამერის მოცულობაში ლოკალური ტემპერატურების არსებითი შემცირება. ეს, რა თქმა უნდა, იწვევს ცილინდრში, როგორც აზოტის

ჟანგულების ლოკალური სიდიდეების, ასევე ციკლის განმავლობაში მათი ჯამური მნიშვნელობების შემცირებას (ნახ. 23).



ნახ. 23. წყალბადის დიზელის ცილინდრში ციკლის განმავლობაში აზოტის ჟანგულების ჯამური კონცენტრაციის ცვლილება ფრქვევანას კონსტრუქციაზე დამოკიდებულებით.

პრაქტიკულად, როგორც მე-23 ნახ-დან ჩანს, ნახვრეტების ერთნაირ ჯამურ გამავალ კვეთიანი ($F_{\Sigma}^{\Sigma}=0,278-0,279$ მმ²) №1, №2, №3 საქმენები, სხვადასხვა რაოდენობის z ნახვრეტებით, აზოტის ჟანგულების სხვადასხვა მნიშვნელობებს შეესაბამება. კერძოდ, ნახვრეტების რაოდენობის ზრდით აზოტის ჟანგულების კონცენტრაცია მცირდება, რაც ცილინდრის მოცულობაში წყალბადის უფრო ჰომოგენური განაწილებით აიხსნება, რომელიც ხელს უწყობს ლოკალური ტემპერატურების შემცირებას და როგორც შედეგი, ჯერ მცირდება ლოკალური ტემპერატურები, შემდეგ კი აზოტის ჟანგულების კონცენტრაციები.

ყველა განხილული ვარიანტიდან, №1, №2 და №3 საქმენებზე ორჯერ მეტი გამავალი კვეთის ფართობის მქონე №5 ($F_{\Sigma}^{\Sigma}=0,577$ მმ²) საქმენის დროს აზოტის ჟანგულების ყველაზე დაბალი მნიშვნელობები მიიღება (იხ. ნახ. 23). ეს გამოწვეულია, ცილინდრში წნევისა და ტემპერატურის უფრო

დაბალი მნიშვნელობებით და განპირობებულია მუშა პროცესის ეფექტურობის შემცირებით. ჰაერწყალბადიან ჩირაღდნებს შორის მანძილის შემცირება ზრდის ნარევის ჰომოგენიზაციის ხარისხს და ხელს უწყობს კამერის მოცულობაში ალის ფრონტის გადაადგილების სიჩქარის ზრდას, წვის პროცესის ხანგრძლივობის შემცირებასა და ცილინდრში წნევის მატების სიჩქარის გაზრდას.

ამრიგად, დადგენილია წყალბადის დიზელის წვის პროცესში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნაზე მოქმედი კონსტრუქციული ფაქტორები და ამ ფაქტორების ოპტიმალური მნიშვნელობების შერჩევის შედეგად აზოტის ჟანგეულების ემისიის შემცირების გზები.

2.9. რეგულირებადი პარამეტრების (ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის, შეფრქვეული წყალბადის ციკლური დოზისა და მისი მიწოდების ხანგრძლივობის, შევსების პროცესში ჰაერის ტემპერატურის, საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის) გავლენა წყალბადის დიზელის ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე

ბოლო პერიოდში გამოქვეყნებული კვლევითი მასალების მიხედვით, რომლებიც ეხება ეკოლოგიურ და ენერგეტიკულ პრობლემებს, განსაკუთრებული ყურადღება ეთმობა ნახშირწყალბადოვანი საწვავების წვის პროდუქტების სრულ დეკარბონიზაციას (გაუნახშირბადობას). დღეისათვის ფართოდაა გაშლილი კვლევები, რომლებიც შეეხება სერიული ბენზინზე მომუშავე და დიზელის ძრავების წყალბადზე კონვერტირებას [9, 16, 35, 70, 71, 72, 73, 74]. იძულებითი ანთების სერიული ბენზინის ძრავას წყალბადზე კონვერტირებისას არაა საჭირო საბაზო ძრავას კარდინარული ცვლილებები, მაგრამ ძრავას ცილინდრში შეიძლება წარმოიშვას წვის ისეთი ანომალური პროცესები, როგორებიცაა: დეტონაცია, უკუანთება შემშვებ მილსადენში და ნაადრევი აალება. ამ არასასურველი პროცესების თავიდან ასაცილებლად მიზანშეწონილია გადარიბებული წყალბადის

ნარევის გამოყენება [16, 71, 72], რამაც შეიძლება გავლენა იქონიოს სიმძლავრის შემცირებაზე.

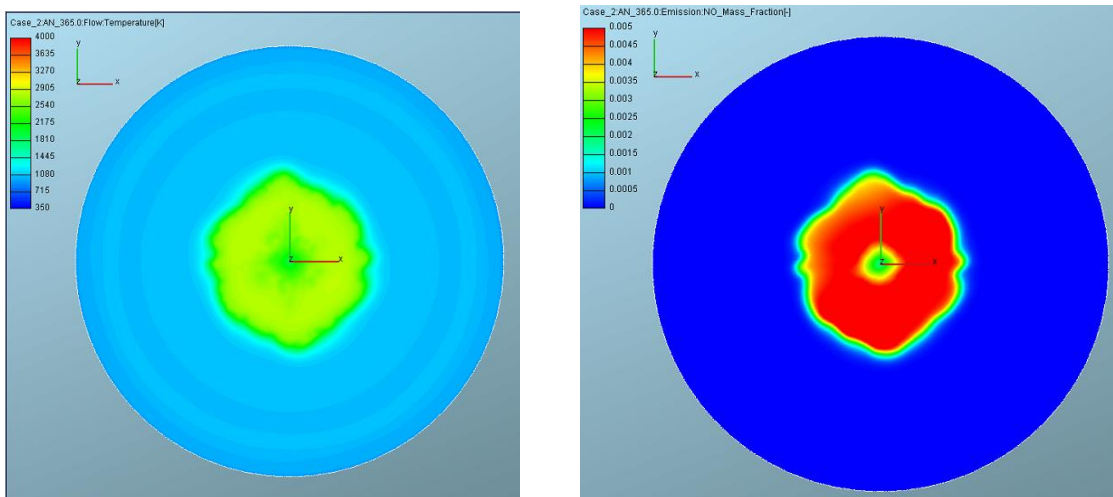
სადისერტაციო კვლევისას ნაჩვენებია, რომ წყალბადზე დიზელის კონვერტირებისას, წყალბადის აალებისათვის საჭირო, მაღალი ტემპერატურის მისაღებად (ტრადიციულ დიზელის საწვავთან შედარებით) ცალკეულ შემთხვევებში, დგუშის კონსტრუქციის ცვლილებით მიიღწევა კუმშვის მაღალი ხარისხი [9, 35]. მეორე მხრივ, როგორც წყალბადის, ასევე ტრადიციულ დიზელებს აქვს მაღალი მქკ, რაც ნამუშევარი აირების სრულ დეკარბონიზაციასთან ერთად [73, 74], უახლოეს მომავალში მათი პერსპექტიულობის განმსაზღვრელია. წყალბადის წვისას აზოტის ჟანგულების წარმოქმნაზე კონსტრუქციულ პარამეტრებთან ერთად (როგორებიცაა: წვის კამერის ფორმა, კუმშვის ხარისხი, ფრქვევანას საქმენების რაოდენობა და დიამეტრი, მუხტის დაგრიგალების წარმომქმნელი შემშვები არხის კონსტრუქცია) არსებით გავლენას ახდენს რეგულირებადი პარამეტრებიც, როგორებიცაა: ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, შეფრქვეული წყალბადის ციკლური დოზა და მისი მიწოდების ხანგრძლივობა, შევსების პროცესში ჰაერის ტემპერატურისა და საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის მნიშვნელობები.

გამოკვლევულია ამ პარამეტრების გავლენა სერიულ დიზელ MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი ერთცილინდრიანი ექსპერიმენტული წყალბადის დიზელისა და სწრაფსვლიანი სერიული დიზელ YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის ვირტუალური დიზელის მაგალითებზე.

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის გავლენა. როგორც ცნობილია, საწვავის უშუალო შეფრქვევის ძრავებში ძალიან მაღალი წნევის არეში საწვავის შეფრქვევის პროცესის მიმდინარეობისას, მყისიერი ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი მკვეთრად ეცემა და შეფრქვევის მომენტის დასასრულს მიღებული მნიშვნელობა არის ჯამური [59]. ჩვენს შემთხვევაში, ჯამური ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვლილება ხორციელდებოდა ჩაბერვის წნევის რეგულირებით შემდეგ ზღვრებში $\alpha_{air} = 1,85-2,5$. რიცხვითი

ექსპერიმენტები ტარდებოდა სხვადასხვა ჩაბერვის წნევით $p_k = \text{var}$, ხოლო წყალბადის ციკლური მიწოდება იყო მუდმივი $m_{H_2} = 0,49$ გ/ციკლზე.

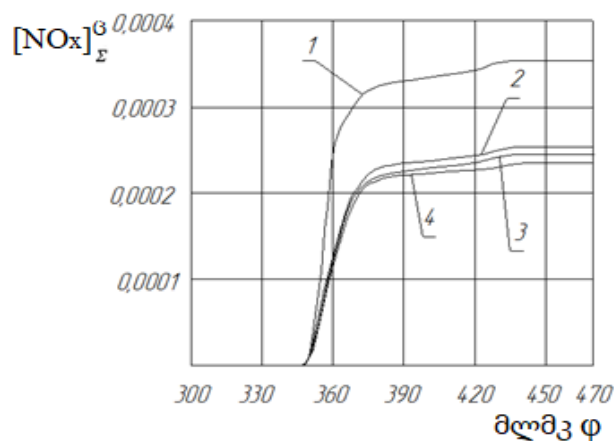
ნახ. 24-ზე ნაჩვენებია წყალბადის დიზელის ცილინდრში დგუმის ზედა მკვდარ წერტილში ($\varphi = 360^\circ$) ყოფნის დროს, მყისიერი ტემპერატურული ველები (K) და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციები (მასური წილები), როცა $\alpha_{air\Sigma} = 1,85$ -ს. როგორც ვხედავთ, ეს ველები სრულ კორელაციას (შესაბამისობას) ავლენს, რაც აიხსნება აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის თერმული მექანიზმით. იმ შემთხვევაში, როცა $\alpha_{air\Sigma} = 1,85$ -ს, ფრქვევანას საქმენის ზონაში დამახასიათებელია მაქსიმალური ლოკალური ტემპერატურების მაღალი სიდიდეები, რომლებიც 2940 K-ს აღწევს, ხოლო გადარიბებული ნარევის შემთხვევაში ($\alpha_{air\Sigma} = 2,5$) კი, მცირდება 2890 K-მდე. ამგვარად, შედარებით მდიდარი ნარევის შემთხვევაში წარმოიქმნება მაღალტემპერატურიანი ლოკალური კერები, შესაბამისად აზოტის ჟანგეულების მაღალი შემცველობით. საერთოდ, წყალბადის წვის ლოკალურ ზონებში ტემპერატურები მაღალია, რაც ხელს უწყობს აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნას.



ნახ. 24. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ცილინდრში დგუმის ზედა მკვდარ წერტილში ($\varphi = 360^\circ$) ყოფნის დროს მყისიერი ტემპერატურული ველები (K) და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციები (მასური წილები), როცა $\alpha_{air\Sigma} = 1,85$ -ს.

უნდა აღინიშნოს, რომ ცილინდრის მოცულობის გასაშუალებული ტემპერატურის მაქსიმალური მნიშვნელობა $T_z=1190$ K, როცა $\alpha_{airz}=1,85$ -ს, ხოლო $\alpha_{airz}=2,5$ -ის დროს ტემპერატურა მცირდება 1150 K-მდე. ცილინდრში წყალბადის ჰეტეროგენული წვა ხასიათდება ასევე უფრო მაღალი ტემპერატურული გრადიენტებით. მაგალითად, მუშა სხეულის ლოკალური არასტაციონარული ტემპერატურების მაქსიმალური მნიშვნელობები წყალბადის გაფრქვევის ზონაშია (ნახ. 24.), ხოლო დგუმის ზედაპირის სიახლოვეს კი დაახლოებით 1000 K-ის ტოლია.

როგორც 25-ე ნახ-დან ჩანს აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციის (NO_x -ების მასური წილი ცილინდრის მოცულობაში $[NO_x]_z^G$) ცვლილებაზე მუშა სხეულის ტემპერატურა უშუალო გავლენას ახდენს. წვის პროცესის დაწყებიდან ციკლის მაქსიმალური ტემპერატურის ($T=T_z$) მიღწევამდე შეიმჩნევა აზოტის ჟანგეულების მკვეთრი ზრდა. მაქსიმალური მნიშვნელობის მიღწევის შემდეგ აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაცია პრაქტიკულად არ იცვლება მიუხედავად გაფართოების პროცესში ტემპერატურის საგრძნობი კლებისა და რჩება მუდმივი. ე. ი. ხდება ე. წ. „აზოტის ჟანგეულების წრთობა“.



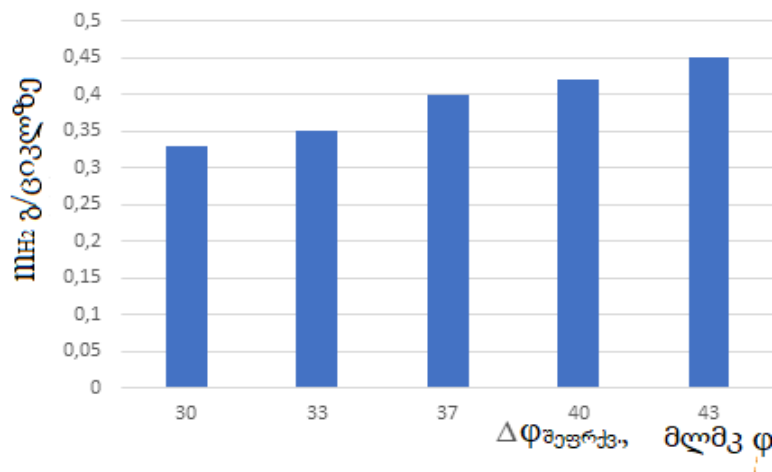
ნახ. 25. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელში აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციების ცვლილება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე (1. $\alpha_{airz}=1,85$; 2. $\alpha_{airz}=2$; 3. $\alpha_{airz}=2,2$; 4. $\alpha_{airz}=2,5$)

დამოკიდებულებით.

ამასთან ერთად, ციკლის განმავლობაში მაქსიმალურად გაღარიბებული სამუშაო ნარევის $\alpha_{air\Sigma}=2,5$ -ის დროს ცილინდრის მოცულობაში აზოტის ჟანგეულების ჯამური მასური წილი $[NO_x]_{\Sigma}^G)=0,00023$ -ია, ხოლო როდესაც $\alpha_{air\Sigma}=1,85$ -ს მაშინ $[NO_x]_{\Sigma}^G)= 0,00035$ -ია. წყალბადის დიზელის სხვა ორი დანარჩენი რეჟიმისათვის $[NO_x]_{\Sigma}^G)= 0,00025$ -ს, როცა $\alpha_{air\Sigma}=2$ -ს, ხოლო $[NO_x]_{\Sigma}^G)= 0,000245$ -ს, როცა $\alpha_{air\Sigma}=2,2$ -ს (იხ. ნახ.25).

ზოგადად, აზოტის ჟანგეულების შესამცირებლად საწვავი ნარევის საგრძნობი გაღარიბების ფენომენი მოქმედებს წყალბადის დიზელშიც. მაგრამ ამ შემთხვევაში აზოტის ჟანგეულების შესამცირებლად ამ მოვლენის გამოყენება არაა ისეთი გადამწყვეტი, როგორცაა მაგალითად, ნაპერწკლური ანთების აიროვან ძრავებში ან ორსაწვავიან ძრავებში [9, 76].

შეფრქვეული წყალბადის ციკლური დოზისა და მისი მიწოდების ხანგრძლივობის გავლენა. ცილინდრში მიწოდებული წყალბადის მასაზე დამოკიდებული აზოტის ჟანგეულების ემისიის კვლევა მიმდინარეობდა მუდმივი ჯამური ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ($\alpha_{air\Sigma}=2$) დროს. ეს პირობა მიიღწეოდა ჩაბერვის წნევის რეგულირებით, ხოლო წყალბადის ციკლური მიწოდება კი წყალბადის შეფრქვევის ხანგრძლივობის ცვალებადობით (ნახ. 26.).

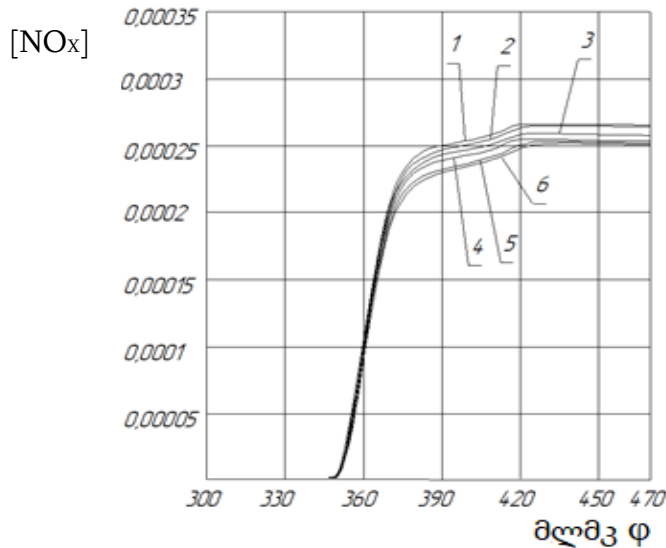


ნახ. 26. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის წყალბადის ციკლური მიწოდების m_{H_2} -ის ცვლილება შეფრქვევის ხანგრძლივობაზე ($\Delta\phi_{H_2}$) დამოკიდებულებით.

უნდა აღინიშნოს, რომ წყალბადის ციკლური მიწოდების ზრდასთან ერთად შეიმჩნეოდა ცილინდრის მოცულობის ტემპერატურის გასაშუალებული მნიშვნელობის შემცირების ტენდენცია. ამ ტემპერატურის (T_z) მაქსიმალური (პიკური) მნიშვნელობა, წყალბადის ციკლური მიწოდების ზემოთ მითითებულ ზღვრებში ცვლილებისას, მერყეობდა 1180 K-დან 1200 K-მდე. მაგრამ შემდეგ, წვისა და გაფართოების პროცესში შეიმჩნეოდა ტემპერატურის მატების დინამიკა შემცირებული ციკლური მიწოდების დროს. ტემპერატურებს შორის სხვაობა შესამჩნევი (შეადგენს დაახლოებით 60 K) ხდებოდა დაწყებული $\phi=392^\circ$ -დან, როცა საწვავი უკვე მთლიანადაა შეფრქვეული ცილინდრში. ამ დროს ტემპერატურის მაქსიმალური ლოკალური მნიშვნელობებია: 2900 K, როცა $m_{H_2} = 0,33$ გ/ციკლზე და 2700 K, როცა $m_{H_2} = 0,49$ გ/ციკლზე. ამ დროისათვის წყალბადი ძირითადად ჯერ კიდევ ფრქვევანას საქმენტანაა თავმოყრილი და ჰაერი არ ხვდება წვის ზონაში, რაც აფერხებს წვის პროცესს. ამ შემთხვევაში, ცილინდრში საერთო ტემპერატურის ვარდნა განპირობებულია მუშა სხეულის გაფართოებით და არა წვის შეწყვეტით. მინიმალური ციკლური მიწოდების ($m_{H_2} = 0,33$ გ/ციკლზე) დროს განაწილებული საწვავის სიმკვრივე მნიშვნელოვნად დაბალია, ვიდრე მაქსიმალურის დროს ($m_{H_2} = 0,49$ გ/ციკლზე), რაც აისახება ლოკალური ტემპერატურების ცვლილებაზე. საწვავი ინტენსიურად ერევა ჰაერს და თბოგამყოფის დამატებითი ტალღა იქმნება, რაც დამატებით წარმოქმნის აზოტის ჟანგეულებს.

$\alpha_{airZ}=\text{const}$ -ის დროს ციკლური მიწოდების ზრდასთან ერთად ცილინდრში იზრდება აირის (ჰაერწყალბადის ნარევის) საერთო მასა და იმატებს აირის სიმკვრივეც. ამიტომ წყალბადის ჩირაღდნის შორსმსროლობა მცირდება, წყალბადის ძირითადი მასა ფრქვევანას არეში გროვდება და ჟანგბადის უკმარისობის გამო სითბოგამყოფა მცირდება, რაც თავის მხრივ იწვევს წვის პროცესის გახანგრძლივებას. როცა $\phi=425^\circ$ -ს საშუალო ტემპერატურების ვარდნა ნელდება, რადგან წვის პროცესში ერთვება ის კერები, რომლებიც ადრე არ მონაწილეობდა მაღალი სიმკვრივისა და ჰაერის

უკმარისობის გამო. ეს იწვევს ციკლის საშუალო ტემპერატურის მატებას $\phi=425^\circ$ -დან დაწყებული, მაგრამ მთლიანად ციკლის განმავლობაში წვა არსებითად ნელდება და ლოკალური ტემპერატურები მცირდება. ამ ეფექტის შედეგად მცირდება აზოტის ჟანგეულების ემისია.



ნახ. 27. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციების ცვლილება წყალბადის ციკლურ მიწოდებაზე (m_{H_2}) დამოკიდებულებით: 1. 0,33 გ/ციკლზე; 2. 0,35 გ/ციკლზე; 3. 0,40 გ/ციკლზე; 4. 0,42 გ/ციკლზე; 5. 0,45 გ/ციკლზე; 6. 0,49 გ/ციკლზე.

27-ე ნახაზიდან ჩანს, რომ წყალბადის დიზელის მუშაობის ეკოლოგიურად ყველაზე უფრო სუფთა რეჟიმია და აზოტის ჟანგეულების მინიმალური მასური წილია 0,00025, როცა ციკლური მიწოდებაა $m_{H_2} = 0,49$ გ/ციკლზე, ხოლო ყველაზე უფრო არახელსაყრელი რეჟიმია, როცა ციკლური მიწოდებაა $m_{H_2} = 0,33$ გ/ციკლზე. ამ დროს აზოტის ჟანგეულების მინიმალური მასური წილი 0,00027-ის ტოლია. ციკლური მიწოდების შემცირების დროს იზრდება სითბოგამოყოფის სიჩქარე და რა თქმა უნდა წნევის ზრდის სიჩქარეც, რაც ხმაურის დონეს ზრდის.

შევსების პროცესში ჰაერის ტემპერატურის გავლენა. ცილინდრში ჰაერის

ტემპერატურის მატება, კუმშვის ხარისხის გაზრდის გარდა, შესაძლებელია შემავალი ჰაერის შეთბობით, რაც თავის მხრივ შეშვებული ჰაერის სიმკვრივეს ამცირებს და შესაბამისად აუარესებს ცილინდრის შევსებას. ექსპერიმენტის მსვლელობისას, ჩაბერვის წნევა ვარირდებოდა ისე, რომ ჰაერის მასა და ჰაერის ჯამური სიჭარბის კოეფიციენტი რჩებოდა მუდმივი. რიცხვით ექსპერიმენტებში შემავალი ჰაერის ტემპერატურის ცვლილება ხორციელდებოდა შემდეგ ზღვრებში $t_k=30-62^{\circ}\text{C}$. მე-10 ცხრილში მოყვანილია იმ პარამეტრების ჩამონათვალი რომლითაც ტარდებოდა კვლევა.

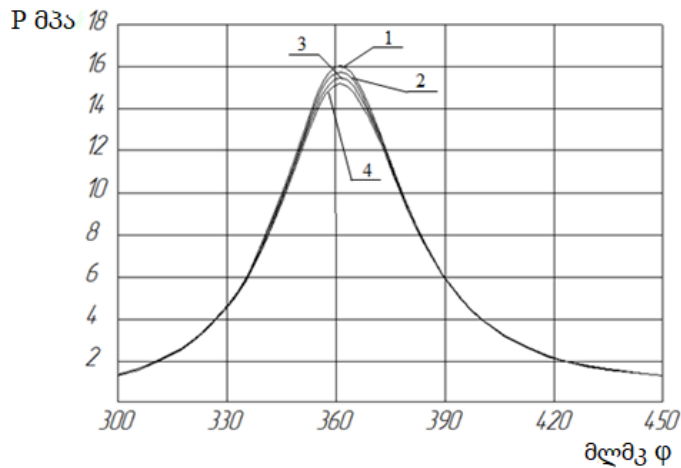
ცხრილი 10

MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის ძრავას პარამეტრები

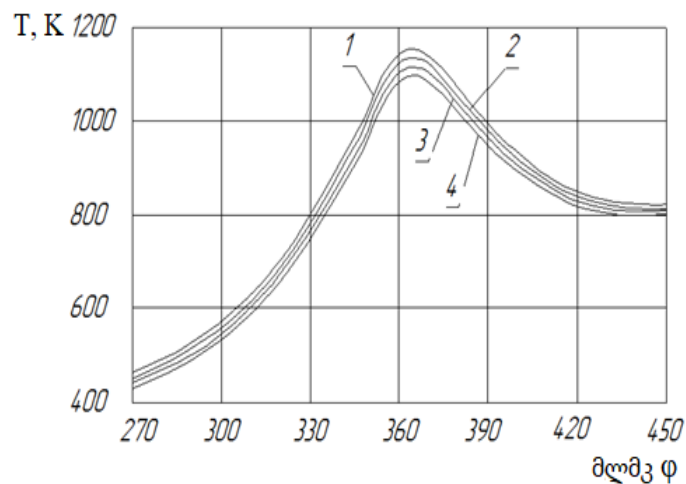
პარამეტრი, აღნიშვნა, განზომილება	სიდიდე
მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე - n , წთ ⁻¹	800
კუმშვის ხარისხი - ε , -	16,8
დაგრიგალების რიცხვი - D_n , -	1,36
წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხე - φ , ⁰ მლმკ ზმწ-მდე	15
ფრქვევანას საქშენი ნახვრეტების რაოდენობა და დიამეტრი - $z \times d_s$, - \times მმ	18 \times 0,5
წყალბადის ციკლური მიწოდება - m_{H_2} , გ/ციკლზე	0,49
წყალბადის მიწოდების ხანგრძლივობა - $\Delta\varphi_{\text{შეფრქვ.}}$, ⁰ მლმკ	345°-დან 375°-მდე
ჩაბერვის წნევა - P_k , ბარი	var
ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha_{\text{air}\Sigma}$, -	2,5
შეშვებული ჰაერის ტემპერატურა - t_k , °C	var

28-ე ნახ-ზე მოყვანილია შემავალი ჰაერის სხვადასხვა ტემპერატურის დროს ძრავას მუშაობის რეჟიმების ინდიკატორული დიაგრამები. წნევის უმაღლესი მნიშვნელობა 16 მპა მიიღება მაშინ, როცა შემავალი ჰაერის

ტემპერატურაა 62°C . წნევის ეს მნიშვნელობა ახლოსაა გამოსაცდელი ძრავას წნევის იმ მნიშვნელობასთან, რომელსაც შეუძლია გაუძლოს გამოსაკვლევი ძრავას კონსტრუქციამ. წნევის მინიმალური მნიშვნელობა $14,6$ მპა მიიღება იმ რეჟიმზე, როცა $t_k=30^{\circ}\text{C}$ -ს. ცხადია, რომ შემავალი ჰაერის ტემპერატურის ზრდით ცილინდრში წნევაც იზრდება.

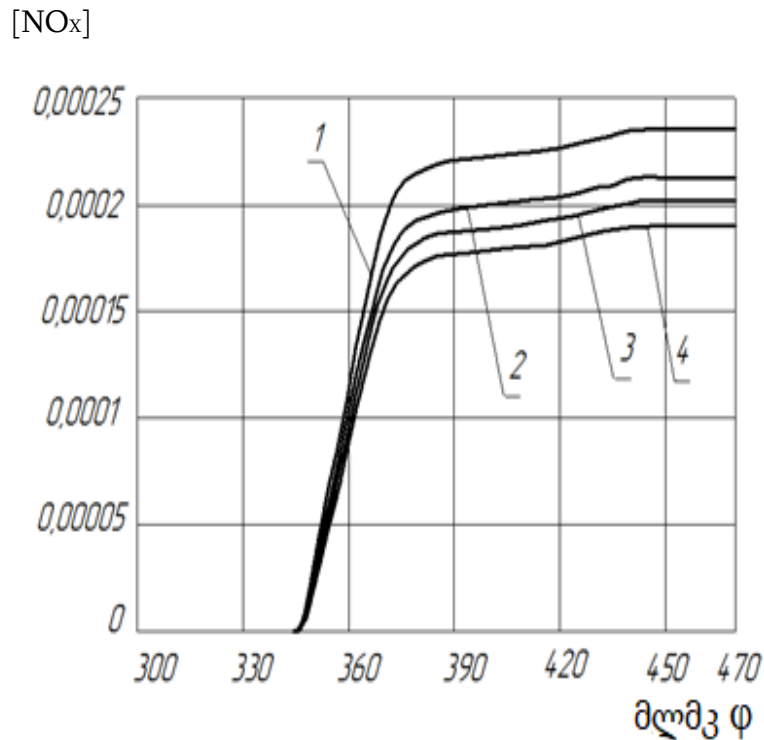


ნახ. 28. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ინდიკატორული დიაგრამები შემავალი ჰაერის ტემპერატურაზე (t_k) დამოკიდებულებით; 1. 62°C ; 2. 50°C ; 3. 40°C ; 4. 30°C .



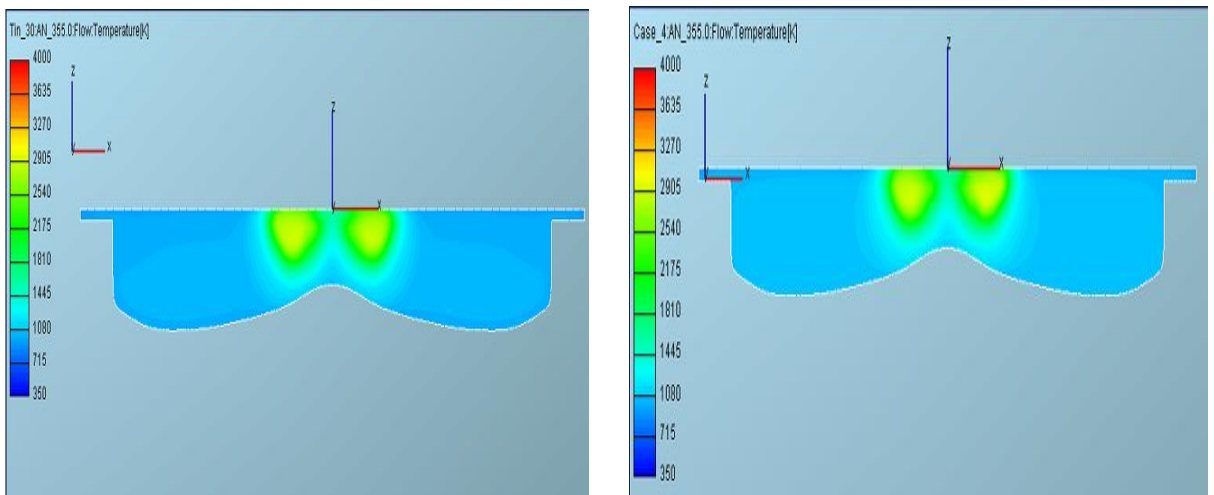
ნახ. 29. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის საშუალო ტემპერატურები ცილინდრში შემავალი ჰაერის ტემპერატურაზე (t_k) დამოკიდებულებით; 1. 62°C ; 2. 50°C ; 3. 40°C ; 4. 30°C .

წვის კამერაში წნევის ზრდის გამო იზრდება საშუალო მასური ტემპერატურები. 29-ე ნახ-დან ჩანს, რომ შემავალი ჰაერის ტემპერატურის ($t_k=62^{\circ}\text{C}$) დროს ცილინდრის მოცულობის გასაშუალებული მაქსიმალური ტემპერატურა არის 1200 K-მდე, მაშინ როცა $t_k=30^{\circ}\text{C}$ -ს ტემპერატურა არის 1150 K-ის დონეზე. ეს ხდება იმიტომ, რომ შემავალი ჰაერის ტემპერატურის მატება მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს სითბო გამოყოფის სიჩქარის ცვლილებაზე. ამასთან, წვის პირველ ფაზაში წყალბადის წვას იმპულსური ხასიათი აქვს რასაც თან ახლავს მძლავრი თბური აფეთქება [9]. საშუალო მასური ტემპერატურების მატება ზელდოვიჩის თერმული მექანიზმის თანახმად აძლიერებს აზოტის ჟანგეულების დიდი კონცენტრაციის წარმოქმნას.



ნახ. 30. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციები შემავალი ჰაერის ტემპერატურაზე (t_k) დამოკიდებულებით; 1. 62°C ; 2. 50°C ; 3. 40°C ; 4. 30°C .

30-ე ნახ-ზე მოყვანილია შემავალი ჰაერის სხვადასხვა ტემპერატურის დროს აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციები. როგორც შედეგი საშუალო მასური ტემპერატურების ამალეობა და აზოტის ჟანგეულების მასური წილის მაქსიმალური მნიშვნელობა შეესაბამება იმ რეჟიმს, როცა ცილინდრში შემავალი ჰაერის ტემპერატურაა 62°C. ამ შემთხვევაში, ერთი ციკლის დროს აზოტის ჟანგეულების მასური წილი მოცულობაში არის 0,00023-ის ტოლი. შემავალი ჰაერის ტემპერატურის 30°C-მდე შემცირების შედეგად კი აზოტის ჟანგეულების მასური წილი უტოლდება 0,0001875-ს.

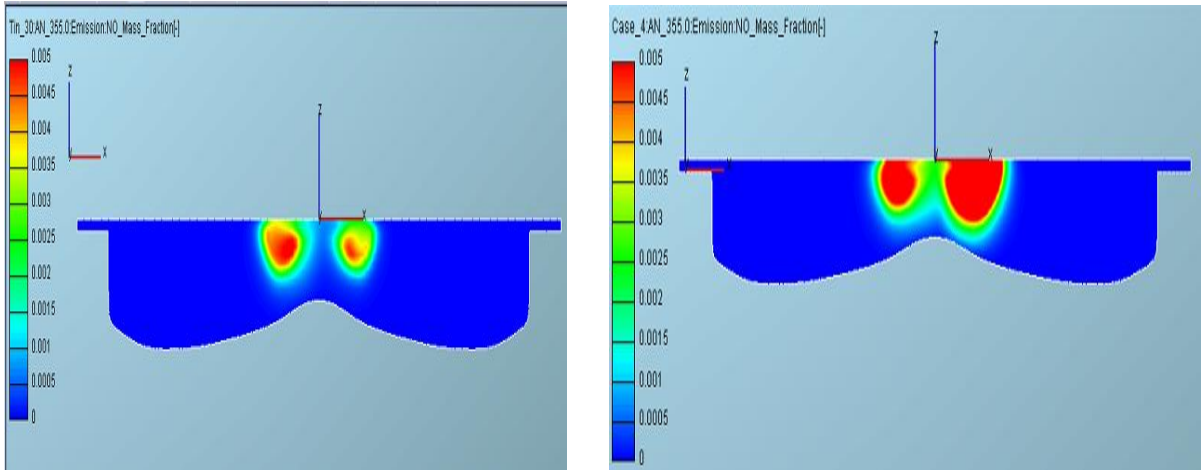


ნახ. 31. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ტემპერატურული ველები შემავალი ჰაერის ტემპერატურაზე (t_k) დამოკიდებულებით, როცა $\varphi=355^\circ$ -ს: მარცხნივ 30°C; მარჯვნივ 62°C.

31-ე ნახ-ზე მოყვანილია ტემპერატურული ველები. ლოკალურ ტემპერატურებს შორის სხვაობა ორ შემთხვევაში შეიმჩნევა უკვე შეფრქვევის დაწყებიდან, რადგან საწვავი ხვდება სხვადასხვა ტემპერატურის მქონე არეში. მაგრამ საჭიროა დრო (დაახლოებით მლმკ-ის 10⁰) იმისათვის, რომ ეს სხვაობა იყოს შესამჩნევი. ამიტომაც ტემპერატურული ველები აგებულია $\varphi=355^\circ$ მობრუნების კუთხისათვის.

შემავალი ჰაერის 30°-მდე შეთბობისას ლოკალური ტემპერატურები

შეფრქვევიდან 10°-ის შემდეგ აღწევს 2900 K-ს, ხოლო შემავალი ჰაერის 65°-მდე შეთბობისას კი წვის კამერაში ჩნდება კერები 3040 K-ის ტემპერატურით (იხ. ნახ. 31). აზოტის ჟანგეულების შესაბამისი კონცენტრაციები ნაჩვენებია მე-32 ნახ-ზე.



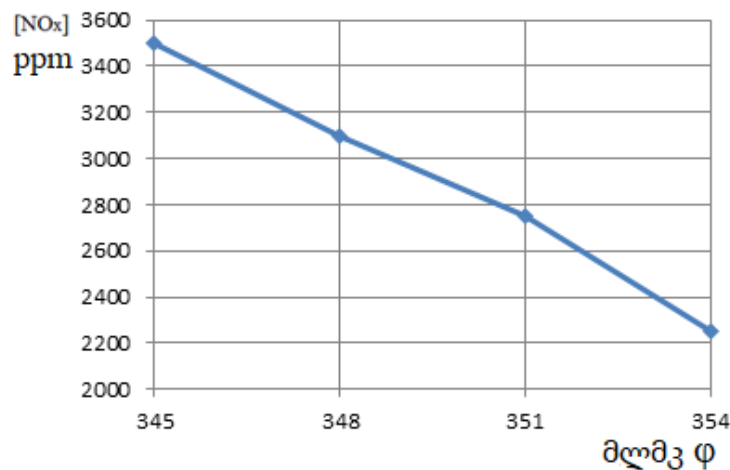
ნახ. 32. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციები შემავალი ჰაერის ტემპერატურაზე (t_k) დამოკიდებულებით, როცა $\varphi=355^\circ$ -ს: მარცხნივ 30°C; მარჯვნივ 62°C.

ცილინდრში შემავალი ჰაერის 62°-მდე შეთბობისას წვის კამერაში ინტენსიურად ვითარდება აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის ლოკალური კერები. აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციების ლოკალური მნიშვნელობები ახლოსაა 0,0049 ნიშნულთან. შემავალი ჰაერის 30°-მდე შემცირებისას კი შესაძლებელი ხდება კონცენტრაციების ლოკალური მნიშვნელობების შემცირება 0,004-მდე.

აქედან შეიძლება დავასკვნათ, რომ ძრავას სიმძლავრითი მახასიათებლების გასაუმჯობესებლად შემავალი ჰაერის ტემპერატურის ზრდა იწვევს აზოტის ჟანგეულების მატებას და რა თქმა უნდა ეკოლოგიური პარამეტრების გაუარესებას.

საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გავლენა. წყალბადის

შეფრქვევის წინსწრების კუთხის შერჩევისას აუცილებელია განისაზღვროს მისი ოპტიმალური მნიშვნელობა, რომელიც უზრუნველყოფს ძრავას მისაღებ ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებს. წყალბადის ნაადრევი მიწოდება, ანუ შეფრქვევის დიდი წინსწრების კუთხე დაუშვებელ სიდიდემდე ზრდის წნევის ზრდის სიჩქარეს $dp/d\phi$ და როგორც შედეგი იმატებს ხმაური. წყალბადის ნაგვიანევი მიწოდება, ანუ შეფრქვევის პატარა წინსწრების კუთხე, კი საგრძნობლად ამცირებს გამონაბოლქვ აირებში აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციას (იხ. ნახ. 33), რასაც შეიძლება ძრავას ინდიკატორული მქკ-ის შემცირება მოჰყვეს. გარდა ამისა, წყალბადის ნაგვიანევი შეფრქვევის დროს იზრდება სამუშაო ციკლების არასტაბილურობის ალბათობა, რომელიც მაქსიმალური წნევებისა და საშუალო ინდიკატორული წნევების ციკლურ რხევებში შეიძლება გამოიხატოს [9].

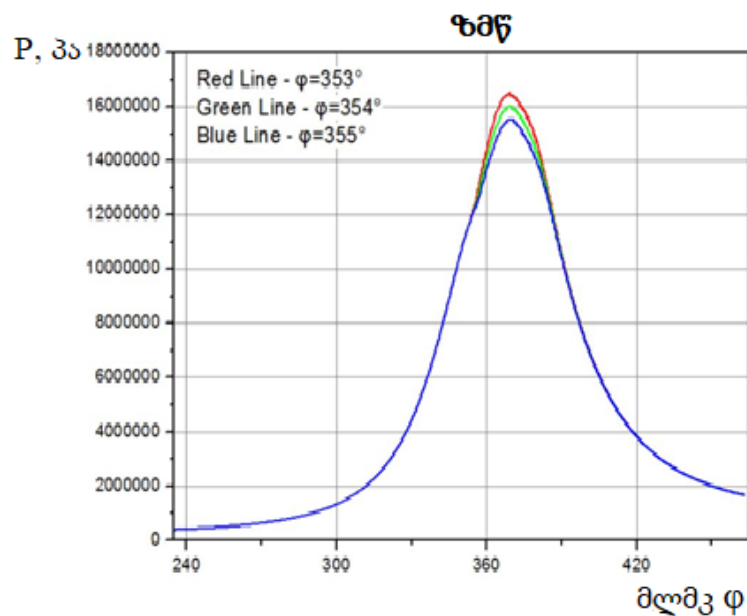


ნახ. 33. MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ნამუშევარ აირებში აზოტის ჟანგეულების შემცველობაზე წყალბადის შეფრქვევის მომენტის (წინსწრების კუთხის) გავლენა (360° შეესაბამება ზმწ-ს).

თბოგამოყოფის სიჩქარის ცვლილების ხასიათი შეესაბამება 33-ე ნახ-ზე მოყვანულ მონაცემებს. წყალბადის ნაგვიანევი შეფრქვევისას თბოგამოყოფის ინტენსიურობა მცირდება და ამიტომ თბოგამოყოფის

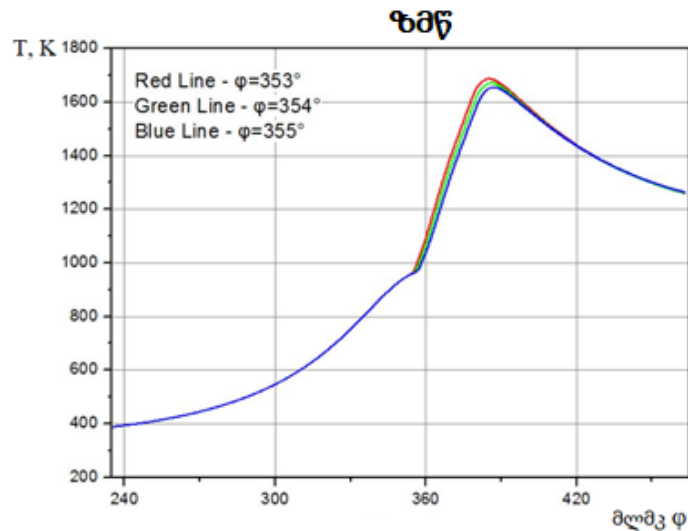
სიჩქარის მაქსიმუმი უფრო შორდება ზმწ-ს. შესაბამისად, ცილინდრში წვის პროცესის დროს ლოკალური ტემპერატურების დონე მცირდება, რაც აზოტის ჟანგეულების შემცირების ძირითადი მიზეზია (იხ. ნახ. 33).

შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გავლენა ძრავას ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებზე დეტალურად იქნა შესწავლილი ვირტუალურ წყალბადის დიზელზეც, რომლის საბაზო ძრავა იყო სერიული, სწრაფსვლიანი სატვირთო ავტომობილის ძრავა (YaMZ-236). მისი ტექნიკური მონაცემები მითითებულია ნაშრომში. გამომდინარე იქიდან, რომ წყალბადი იწვის ძალიან სწრაფად, რიცხვითი ექსპერიმენტებისას დროის ბიჯი აღებული იყო არაუმეტეს მლმკ-ის 1⁰-ისა. 34-ე ნახ-ზე მოყვანილია ცილინდრში წყალბადის შეფრქვევის სხვადასხვა წინსწრების კუთხეზე ($\phi_{შეფრქვ.}=7^{\circ}, 6^{\circ}, 5^{\circ}$) დამოკიდებულებით წნევის მოდელირებით მიღებული ცვლილების შედეგები. აქაც და შემდეგშიც 34-39 ნახ-ებზე წყალბადის შეფრქვევის ზემოაღნიშნული წინსწრების კუთხეები შეესაბამება მლმკ-ის შემდეგ კუთხეებს: 353⁰-ს, 354⁰-ს და 355⁰-ს.



ნახ. 34. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ცილინდრში წნევის ცვლილება წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე დამოკიდებულებით.

როგორც 34-ე ნახ-დან ჩანს წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ზრდით ციკლის წნევა იმატებს, ხოლო მისი კლების შესაბამისი შეფრქვევის წინსწრების კუთხე კი უახლოვდება ზმწ-ს.

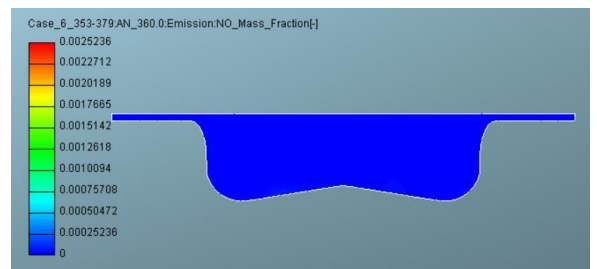
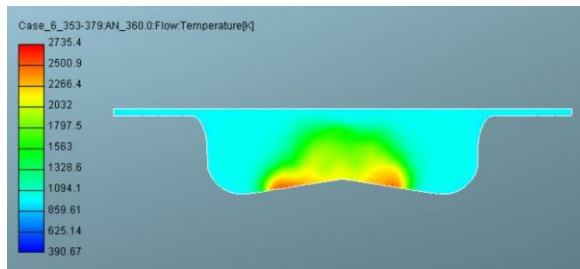


ნახ. 35. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის ცილინდრში ტემპერატურის ცვლილება წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე დამოკიდებულებით.

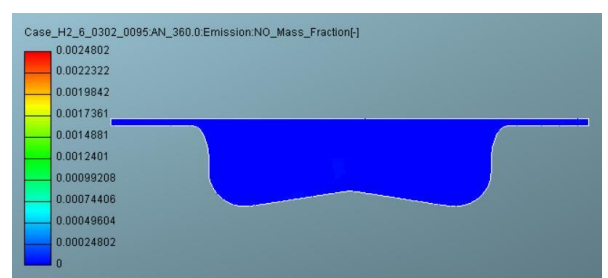
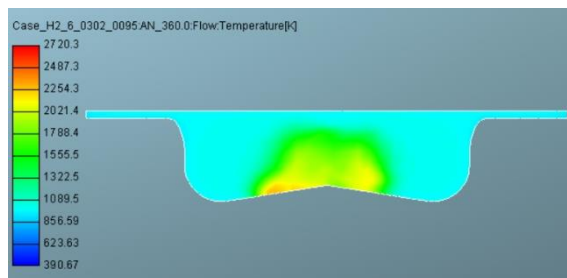
35-ე ნახ-ზე მოყვანილია წყალბადის დიზელის ცილინდრის მოცულობაში ნახ. 34-ზე დაფიქსირებული წნევების შესაბამისი გასაშუალებული ტემპერატურების ცვლილება წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე (φ_{შეფრქვ.}) დამოკიდებულებით. ნახ-დან კარგად ჩანს, რომ შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გაზრდით ცილინდრის მოცულობაში გასაშუალოებული ტემპერატურებიც იზრდება, მაგრამ წნევასთან შედარებით ტემპერატურის მატება ნაკლებად შესამჩნევია. ნათელია, რომ გასაშუალოებული ტემპერატურები აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის მოდელის დასამუშავებლად არ გამოდგება. ამისათვის საჭიროა მუშა სხეულის ლოკალური ტემპერატურების მნიშვნელობები [9, 69, 70]. მიუხედავად ამისა, ცილინდრში ტემპერატურის ზრდა არის აზოტის

ჟანგეულების მატების მანიშნებელი.

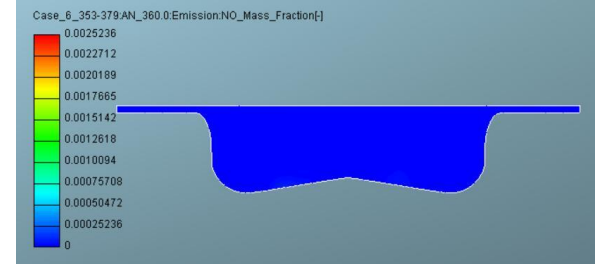
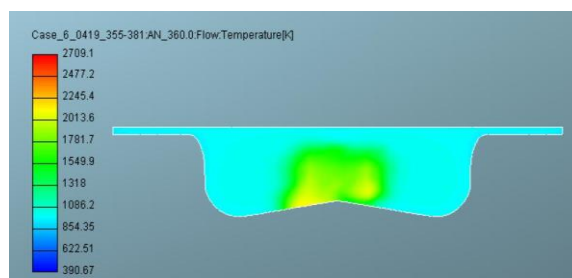
36-ე, 37-ე და 38-ე ნახ-ებზე მოყვანილია YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის ვირტუალური დიზელის მლმკ-ის სხვადასხვა მნიშვნელობის დროს წვის კამერაში მყისიერი ლოკალური ტემპერატურებისა და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის მნიშვნელობები წყალბადის შეფრქვევის მომენტზე დამოკიდებულებით.



$\phi=353^\circ$

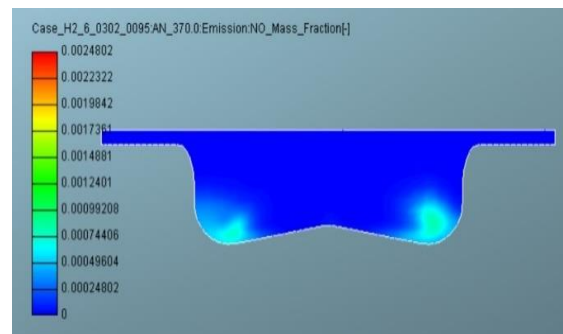
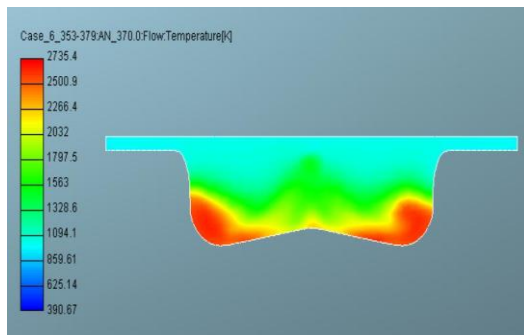


$\phi=354^\circ$

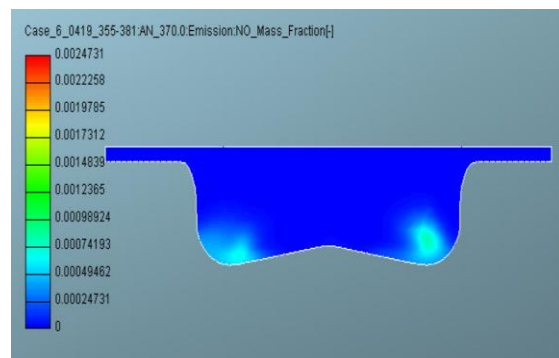
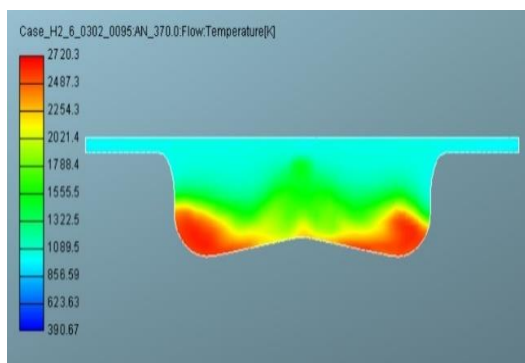


$\phi=355^\circ$

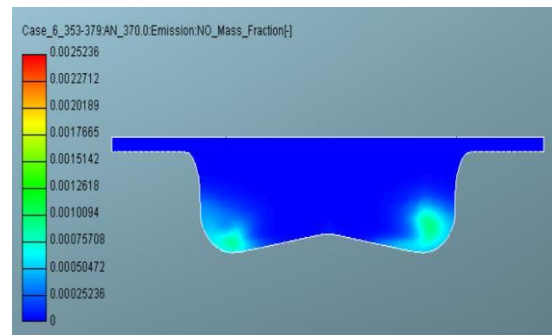
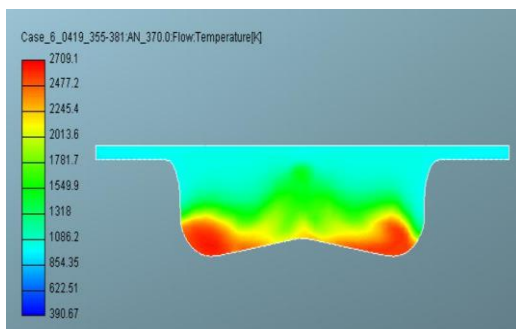
36. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის დგუმის ზმწ (მლმკ $\phi=360^\circ$ -ს) ყოფნის დროს წვის კამერაში მყისიერი ლოკალური ტემპერატურებისა (მარცხნივ) და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის (მარჯვნივ) მნიშვნელობები წყალბადის შეფრქვევის მომენტზე დამოკიდებულებით.



$\phi=353^\circ$



$\phi=354^\circ$

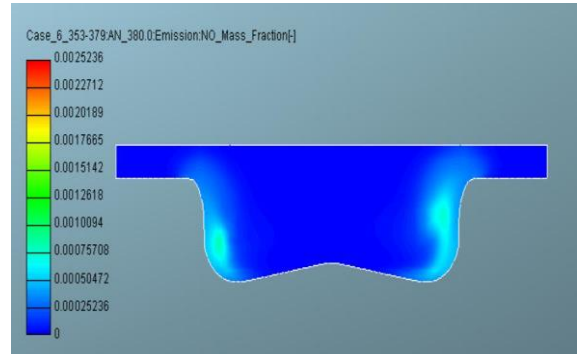
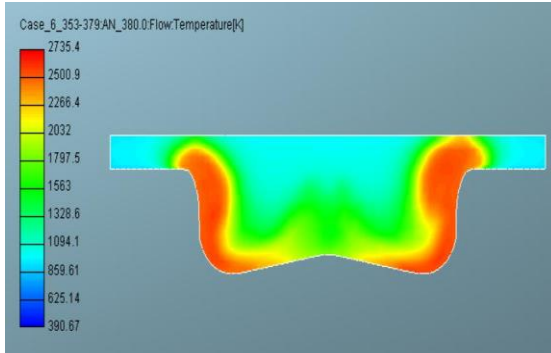


$\phi=355^\circ$

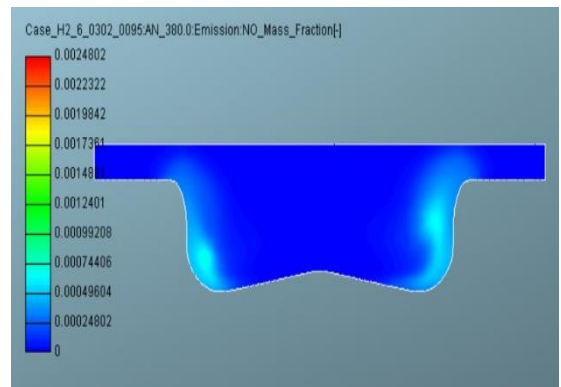
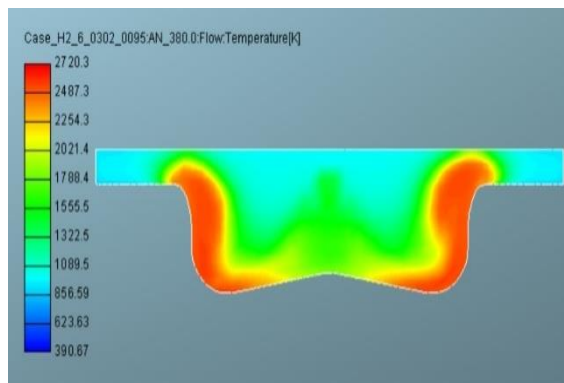
ნახ. 37. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის წვის კამერაში მყისიერი ლოკალური ტემპერატურებისა (მარცხნივ) და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის (მარჯვნივ) მნიშვნელობები წყალბადის შეფრქვევის მომენტზე დამოკიდებულებით, როცა მლმკ $\phi=370^\circ$ -ს.

აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესის მოდელის დასამუშავებლად

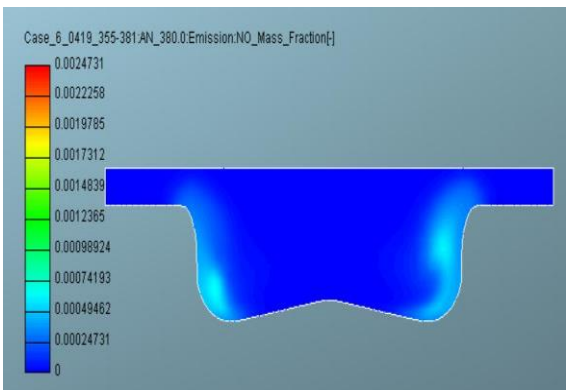
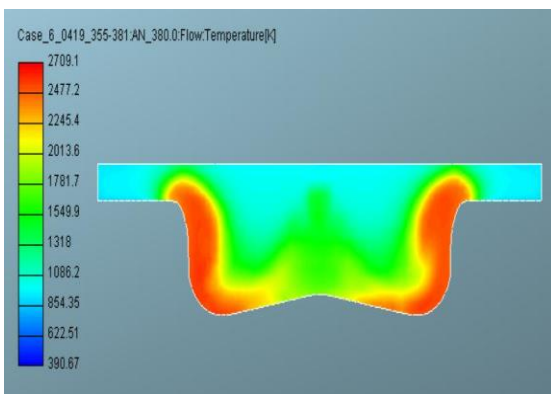
უპირველეს ყოვლისა საჭიროა ცილინდრში წვის პროცესში მონაწილე მუშა სხეულის არასტაციონარული ლოკალური ტემპერატურების ცვლილების მოდელირება.



$\phi=353^\circ$



$\phi=354^\circ$



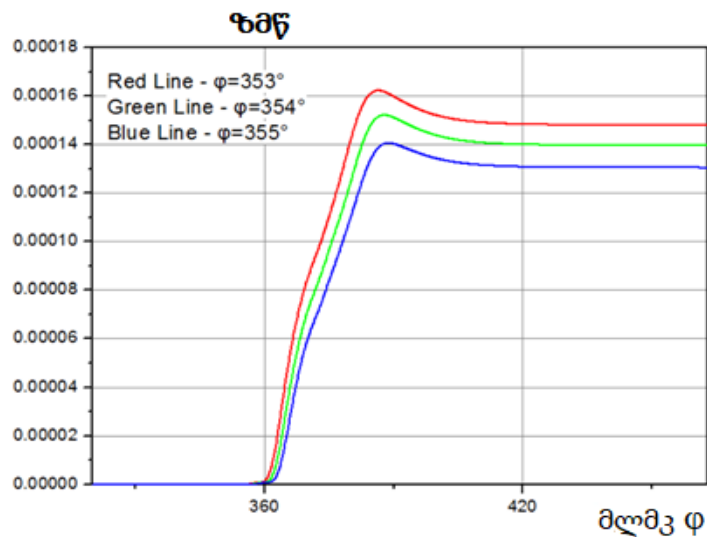
$\phi=355^\circ$

ნახ. 38. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის წვის კამერაში მყისიერი ლოკალური ტემპერატურებისა (მარცხნივ) და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის (მარჯვნივ) მნიშვნელობები წყალბადის შეფრქვევის მომენტზე დამოკიდებულებით, როცა მლმკ $\phi=380^\circ$ -ს.

როგორც 36-ე, 37-ე და 38-ე ნახ-ებიდან ჩანს ტემპერატურული ველები (სურათების მარცხენა მხარეები) და აზოტის ჟანგეულების ველები (სურათების მარჯვენა მხარეები) სრულ კორელაციაშია, ანუ ანალოგიურია ტემპერატურების განაწილებისა.

39-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია წყალბადის დიზელის ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების მყისიერი კონცენტრაციების ცვლილება წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე დამოკიდებულებით. ამ ნახაზზე, წითელი ხაზი წყალბადის დიზელის ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების მყისიერი მნიშვნელობების ცვლილებაა, როცა წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეა 353° , მწვანე ხაზი - წყალბადის დიზელის ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების მყისიერი მნიშვნელობების ცვლილება, როცა წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეა 354° , ხოლო ლურჯი ხაზი კი წყალბადის დიზელის ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების მყისიერი მნიშვნელობების ცვლილება, როცა წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეა 355° .

[NO_x]



ნახ. 39. YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის წვის კამერაში აზოტის ჟანგეულების ლოკალური კონცენტრაციების ცვლილება შეფრქვევის მომენტზე (φ) დამოკიდებულებით.

როგორც ვხედავთ, როდესაც წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხე იზრდება, აზოტის ჟანგეულებიც იმატებს და აღწევს რა თავის მაქსიმუმს,

შემდეგ პრაქტიკულად არ იცვლება, ანუ ხდება ე. წ. აზოტის ჟანგეულების „წრობა“ [9, 21, 75]. ცხადია, რომ აზოტის ჟანგეულების შესამცირებლად საჭიროა შევარჩიოთ წყალბადის შეფრქვევის გამოკვლეული კუთხეებიდან ყველაზე უმცირესი კუთხე $\phi_{\text{შეფრქვ.}}=5^{\circ}$, ანუ წყალბადის ყველაზე ნაგვიანევი შეფრქვევა. ეს იწვევს სამუშაო ციკლის ეფექტური მაჩვენებლების, კერძოდ კი p_z წნევისა (ნახ.34) და მასთან დაკავშირებულ სამუშაო ციკლის სხვა ეფექტური პარამეტრების შემცირებას.

2.10. ტრადიციულ დიზელთან შედარებით საგრძნობლად გაუმჯობესებული ეკოლოგიური და ეფექტური პარამეტრების მქონე წყალბადის დიზელის კონსტრუქციული და რეგულირებადი ოპტიმალური პარამეტრების შერჩევა

სადისერტაციო კვლევისას ჩატარდა სერიული საბაზო ძრავებისა და მათი წყალბადზე კონვერტირებული მოდიფიკაციების (წყალბადის დიზელების) მუშა პროცესების კვლევის შედარებითი ანალიზი. ორივე შემთხვევაში, მოდელირებისას ძირითადი საანგარიშო არე ძრავას ცილინდრის ცვალებადი მოცულობაა, რომელსაც აქვს როგორც უძრავი (ცილინდრის თავი და მასრა), ასევე მოძრავი (დგუმი და სარქველები) ზედაპირები, რომლთა გადაადგილება მათემატიკურად აღიწერება მრუდმხარა-ბარბაცა და აირგამანაწილებელი მექანიზმების კინემატიკური სქემებისა და მოძრაობის კანონების თანახმად. ეს კინემატიკური სქემები, ცხადია, რომ საბაზო და მათი კონვერტირებით მიღებული წყალბადის ძრავებისათვის იდენტურია. პირველ რიგში ხდება მოდელირების შედეგად მიღებული ინდიკატორული დიაგრამის, ანუ ცილინდრში წნევის დროის (მლმკ-ის) მიხედვით ცვლილების, მუშა სხეულის საშუალო ტემპერატურისა და თბოგამოყოფის სიჩქარეების ცვლილებების შედარებითი ანალიზი, როგორც საბაზო ძრავას, ასევე მისი წყალბადზე კონვერტირებული მოდიფიკაციებისთვისაც.

დამუშავებული 3D მათემატიკური მოდელის წინასწარი ვერიფიკაცია MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი ერთცილინდრიანი წყალბადის დიზელის შემთხვევაში ხორციელდებოდა გაანგარიშებული ინდიკატორული დიაგრამების შედარებით ექსპერიმენტულ დიაგრამებთან. დიზელ YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი ვირტუალური წყალბადის დიზელის შემთხვევაში კი, ექსპერიმენტული ინდიკატორული დიაგრამების არ არსებობის გამო, 3D მოდელირებით მიღებული ინდიკატორული დიაგრამების შედარება ხორციელდებოდა ძრავების თეორიაში კარგად აპრობირებული 0D მოდელებით (მაგალითად, პროგრამა AVL BOOST-ით) მიღებულ დიაგრამებთან.

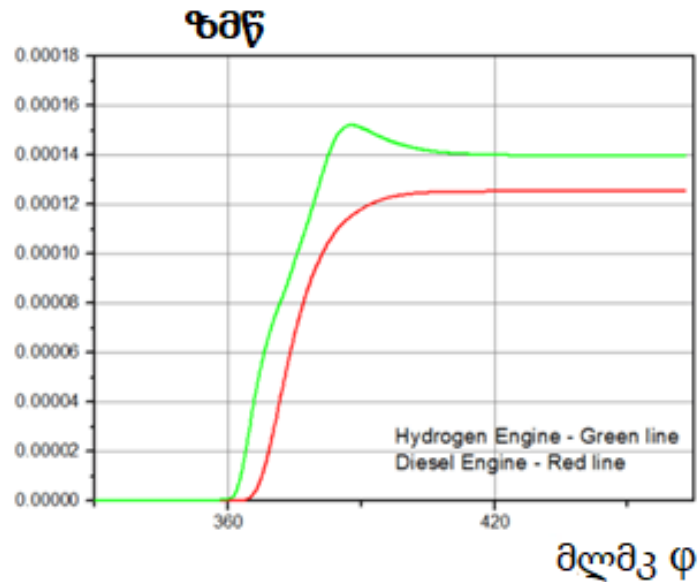
წყალბადის დიზელის მუშა პროცესის კვლევისას, ტრადიციულ (საბაზო) დიზელთან მის შესადარებლად, წყალბადის ციკლური მიწოდება განისაზღვრა პირობიდან $m_{\text{ფს}}/m_{\text{H}_2} = H_{\text{ფს}}/H_{\text{H}_2}$, სადაც $m_{\text{ფს}}$ არის დიზელის საწვავის ციკლური მიწოდება. ჩვენს შემთხვევაში – $H_{\text{ფს}}=42,9$ მჯ/კგ და $H_{\text{H}_2}=120$ მჯ/კგ – შესაბამისად დიზელისა და წყალბადის საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობებია. აღნიშნული პირობის დაცვისას ტრადიციული და წყალბადის დიზელის ინდიკატორული დიაგრამები, მაგალითად YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის ვირტუალური დიზელის შემთხვევაში, კარგად ემთხვევა ერთმანეთს, ხოლო ციკლის მაქსიმალური წნევის მნიშვნელობები იდენტურია – $P_z=16$ მპა. აღნიშნულ დიზელზე ჩატარებული კვლევებით აგრეთვე დადგინდა, რომ ცილინდრში წყალბადის შეფრქვევის საკმაოდ ხანგრძლივი პერიოდის განმავლობაში შეგვიძლია ვაკონტროლოთ სითბოგამოყოფის სიჩქარე და როგორც შედეგი წნევის ზრდის სიჩქარე. ამის შედეგად შესაძლებელია თავიდან ავიცილოთ p_z -ის საკმაოდ მაღალი მნიშვნელობები, რაც დადებითად მოქმედებს ძრავას ძირითადი დეტალების რესურსზე. გარდა ამისა, ცილინდრში წნევის ზრდის სიჩქარის რეგულირებით (შემცირებით) შეიძლება მნიშვნელოვნად გავაუმჯობესოთ წყალბადის დიზელის ისეთი ეკოლოგიური მაჩვენებელი, როგორცაა ძრავას ხმაური.

მეორე მხრივ, წყალბადის წვის ხანგრძლივობის გაზრდით იზრდება დროის ის ინტერვალი, რომლის განმავლობაშიც წვის კამერის თბომომლები ზედაპირები იმყოფება მაღალტემპერატურული აირის ზედმოქმედების ქვეშ. აღნიშნული ხელს უწყობს, ძრავას წვის კამერის მოცულობის შემქმნელ ძირითად დეტალებზე თერმული დატვირთვების ზრდას [76].

ამრიგად წყალბადის დიზელსა და ტრადიციულ დიზელში ჰაერსაწვავი ნარევის წვის პროცესები განსხვავებულია. ეს კარგად ჩანს მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით, წვის კამერის მოცულობაში მუშა სხეულის საშუალო ტემპერატურის ცვლილებისას. ტრადიციული დიზელის ცილინდრში საშუალო ტემპერატურის მაქსიმალური მნიშვნელობაა 1500 K, ხოლო წყალბადის დიზელში კი ის 1700 K-ს უახლოვდება. ხაზგასმით უნდა აღვნიშნოთ, რომ წვის პროდუქტებში NO_x-ის შემცველობა შეუძლებელია შევაფასოთ შედარებული ციკლების ტემპერატურების საშუალო მოცულობითი მნიშვნელობებით. ამისათვის აუცილებელია ლოკალური ტემპერატურების მნიშვნელობები, რომლებიც მკვეთრად განსხვავდება საშუალო ტემპერატურისაგან, და რომელთა გაანგარიშება შესაძლებელია მხოლოდ დამუშავებული 3D მათემატიკური მოდელის მეშვეობით.

ნახ. 40-ზე მოცემულია წყალბადისა და ტრადიციულ დიზელების წვის კამერაში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნის პროცესების მოდელირების შედეგები. აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის (მასური წილის) აქ მოყვანილი მნიშვნელობები შეესაბამება ძრავას სამუშაო ციკლის განმავლობაში ცილინდრში წარმოქმნილ აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციას და მიღებულია ცილინდრში კონცენტრაციების ლოკალური სიდიდეების შეჯამებით.

[NO_x]



ნახ. 40. ცილინდრში წარმოქმნილ აზოტის ჟანგეულების ჯამური კონცენტრაციების ცვლილება მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხისგან დამოკიდებულებით წყალბადზე კონვერტირებულ (მწვანე მრუდი) და ტრადიციულ სერიულ YaMZ-236 (წითელი მრუდი) დიზელებში.

წყალბადის დიზელში აზოტის ჟანგეულების შედარებით გაზრდილი მნიშვნელობები (ნახ. 40) აიხსნება ლოკალური ტემპერატურების მაღალი მნიშვნელობებით. ამ მნიშვნელობების შესამცირებლად საჭიროა ისეთი აპრობირებული მეთოდების გამოყენება, როგორებიცაა: წვის კამერის ფორმის მოდიფიკაცია, შეშვების პროცესში მუხტის დაგრიგალების ინტენსივობის ცვლილება, საწვავის შეფრქვევის ხანგრძლივობისა და წინსწრების კუთხის რეგულირება, ციკლური მიწოდებისა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვლილება, რაც სადისერტაციო კვლევისას იქნა დასაბუთებული.

ამრიგად, აზოტის ჟანგეულების ემისიის შემცირებისკენ მიმართული ღონისძიებები, უპირველეს ყოვლისა მიმართული უნდა იყოს წყალბადის დიზელის წვის კამერაში ლოკალური ტემპერატურების შემცირებისაკენ. კონსტრუქციული (წვის კამერის ფორმა, ფრქვევანას საქმენის ნახვრეტების დიამეტრი და რაოდენობა, შემშვები არხის კონფიგურაცია) და რეგულირებადი (ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხე და შეფრქვეული წყალბადის ციკლური დოზა) ფაქტორების გავლენის კვლევა ცილინდრში აზოტის ჟანგეულების წამოქმნასა და ინდიკატორულ მქ-ზე, საშუალებას მოგვცემს შევარჩიოთ აღნიშნული ფაქტორების ისეთი შეხამება, რომელიც უზრუნველყოფს წყალბადის დიზელისათვის მისაღებ ეკოლოგიურ და ეფექტურ მაჩვენებლებს.

ჩატარებული კვლევების შედეგების საფუძველზე შეირჩა წყალბადის დიზელისათვის კონსტრუქციული და რეგულირებადი პარამეტრების ქვემოთ მოყვანილი მნიშვნელობები, რომლითაც მიიღწევა ტრადიციულ დიზელთან შედარებით საგრძნობლად გაუმჯობესებული ეკოლოგიური და ეფექტური მახასიათებლები:

MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის კვლევებით დადგინდა, რომ მაგალითად, ყველაზე ოპტიმალურია: წყალბადის მისაწოდებლად – $18 \times 0,5$ მმ ზომების ფრქვევანას გამოყენება, წყალბადის ციკლური მიწოდების – $m_{H_2} = 0,49$ გ/ციკლზე დოზის უზრუნველყოფა, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისა და ჰაერის გრიგალური მოძრაობის შემდეგი მნიშვნელობების – $\alpha_{air} = 2$ -სა და $D_n = 1,36$ -ის გამოყენება. წყალბადის დიზელში ამ მონაცემების უზრუნველყოფის შემთხვევაში წვის პროდუქტებში აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციამ შეადგინა 920 ppm, საშუალო ეფექტურმა წნევამ 9,0 ბარი, ხოლო წყალბადის დიზელის ინდიკატორულმა მარგი ქმედების კოეფიციენტმა კი 0,48. კუმშვის ხარისხის, ჩაბერვის წნევისა და შევსების პროცესში ჰაერის ტემპერატურის შემდეგი მნიშვნელობების ($\epsilon = 17,6$, $p_k = 2,4$ ბარი და $t_k = 65^\circ C$) დროს,

შესაბამისად მიიღწევა ციკლის მაქსიმალური და საშუალო ინდიკატორული წნევების მინიმალური რხევების მქონე, სამუშაო ციკლების სტაბილური თანმიმდევრობა. წყალბადის ნაგვიანევი შეფრქვევა არაუმეტეს (მლმკ 6° ზმწ-მდე) უზრუნველყოფს ცილინდრში წნევის ზრდის დასაშვებ სიჩქარეს.

დიზელ YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილ წყალბადის დიზელში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნაზე წყალბადის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გავლენის დეტალურმა კვლევამ რიცხვითი ექსპერიმენტების საფუძველზე გვიჩვენა, რომ, როდესაც წყალბადის ციკლური მიწოდებაა 0,085 გ/ციკლზე (რაც წყალბადისა და ბაზური დიზელის სიმძლავრეების ტოლობის შემთხვევაში შეესაბამება დიზელის საწვავის ციკლური მიწოდების 0,24 გ/ციკლზე მნიშვნელობას), მაშინ საბაზო ძრავასთან შედარებით აზოტის ჟანგეულების ემისიის 35-40%-ით შესამცირებლად უნდა შევამციროთ შეფრქვევის წინსწრების კუთხე 5°-ით, ანუ უნდა განვახორციელოთ უფრო ნაგვიანევი შეფრქვევა.

როგორც ვხედავთ, წყალბადის საკვლევი დიზელების ეს დადგენილი კონსტრუქციული და რეგულირებადი პარამეტრების მნიშვნელობები უზრუნველყოფს ტრადიციულ საწვავზე მომუშავე სერიულ საბაზო დიზელებთან შედარებით საგრძნობლად გაუმჯობესებულ ეკოლოგიურ და ეფექტურ მახასიათებლებს.

2.11. წყალბადის დიზელის შესაქმნელად მეცნიერულად დასაბუთებული პრაქტიკული რეკომენდაციები

აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის წყალბადის დიზელის კონცეფცია აქტუალურია და აქვს რამდენიმე აშკარა უპირატესობა, ძრავას საწვავად წყალბადის გამოყენების სხვა კონცეპტუალურ მიდგომებთან შედარებით. ასეთ ძრავებში აზოტის ჟანგეულების ემისიის შემცირება საკმაოდ მნიშვნელოვნია, რადგან ისინი ერთადერთი მავნე კომპონენტია, რომელიც საკანონმდებლო აქტებითაა აკრძალული.

ჩატარებული კვლევები საფუძველს გვაძლევს ჩამოვაცალიბოთ მეცნიერული კვლევის პროცესში დასაბუთებული შემდეგი ძირითადი პრაქტიკული რეკომენდაციები:

1. სერიული დიზელების წყალბადზე კონვერტირების, აგრეთვე წყალბადის ახალი, პერსპექტიული დიზელების შესაქმნელად ჩატარებული კვლევების დროს, განსკუთრებით კვლევების საწყის ეტაპზე მიზანშეწონილია ჩატარდეს ძრავას მუშა პროცესის 3D მათემატიკური მოდელის დამუშავება და წყალბადის დიზელის ეკოლოგიური და ეფექტური მახასიათებლების პროგნოზირება. ეს მნიშვნელოვნად შეამცირებს სერიული ძრავას წყალბადზე საკონვერტაციოდ, აგრეთვე წყალბადის ახალი დიზელის შესაქმნელად აუცილებელ მატერიალურ და დროის დანახარჯებს, ასევე ძვირადღირებული ექსპერიმენტების მოცულობას და დააჩქარებს წყალბადის დიზელის შექმნას.
2. უშუალო შეფრქვევის მქონე ტრადიციული, სერიული დიზელის წყალბადზე კონვერტირებისას, აგრეთვე წყალბადის ახალი, პერსპექტიული დიზელის შექმნისას, უპირველეს ყოვლისა, უნდა გავითვალისწინოთ, რომ წყალბადის ჰაერში თვითაალების ტემპერატურა თითქმის ორჯერ აღემატება დიზელის საწვავისას. როგორც ჩატარებულმა კვლევებმა გვიჩვენა წყალბადის დიზელში თვითაალებისათვის აუცილებელია შეფრქვევის მომენტში (კუმშვის პროცესის ბოლოს) შეკუმშული ჰაერის ტემპერატურა იყოს დაახლოებით 900 K. თუ კონვერტირებადი სერიული დიზელის კუმშვის ხარისხი ამისთვის საკმარისი არაა, საჭიროა მისი გაზრდა, რაც დგუშში არსებული წვის კამერის მოცულობის შემცირებით უნდა განხორციელდეს. წყალბადის ახალი, პერსპექტიული ძრავას დაპროექტებისას, ცხადია, რომ კუმშვის ხარისხის სათანადო სიდიდე თავიდანვე უნდა იყოს პროექტში გათვალისწინებული.

3. შედარებით დაბალი კუმშვის ხარისხისას კუმშვის ბოლოს მაღალი, წყალბადის თვითაალებისათვის აუცილებელი ტემპერატურის მიღწევა შესაძლებელია ცილინდრში შესაშვები ჰაერის წინასწარი შეთბობით. ცხადია, ამ შემთხვევაში დგუშის კონსტრუქციის შეცვლა კუმშვის ხარისხის ასამაღლებლად საჭირო აღარაა. შევსების პროცესში ჰაერის წინასწარი შეთბობა დიზელის გაშვების მომენტში შეიძლება განხორციელდეს შემშვებ მილსადენში ჩამონტაჟებული ელექტროსპირალის საშუალებით, დიზელის გაშვების შემდეგ კი ჰაერის შეთბობისათვის გამოყენებული იქნას ცილინდრში ნამუშევარი გამონაბოლქვი აირების (წყლის ორთქლის) სითბო. სერიულ დიზელ MAN 30/24-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის ექსპერიმენტულ ძრავაზე ჩატარებული კვლევების თანახმად, როცა შევსების ჰაერის ტემპერატურა დაახლოებით 60°C-ის ტოლია, წყალბადის დიზელი მუშაობს სტაბილურად – თვითაალებების გამოტოვებისა და წვის მაქსიმალური წნევის სიდიდის p_z -ის რყევების გარეშე.
4. ერთადერთი მავნე ნივთიერება, მათ შორის, რომელთა შემცველობა გამონაბოლქვ აირებში საკანონმდებლო ნორმებითაა შეზღუდული, წყალბადის დიზელის შემთხვევაში არის აზოტის ჟანგეულები (ძირითადად აზოტის მონოოქსიდი NO). მისი წარმოქმნა ხდება ზელდოვიჩის თერმული მექანიზმის თანახმად და შემცველობა დამოკიდებულია წვის პროცესში ცილინდრში სწრაფად ცვლადი ლოკალური ტემპერატურების სიდიდეებზე. აქედან გამომდინარე ამ ტემპერატურების შემცირების ყველა ის მეთოდი, აგრეთვე კონსტრუქციული და რეგულირებადი პარამეტრების ცვლილებები ლოკალური ტემპერატურების შესაცვლელად, რომელთა შესწავლა მოხდა სადისერტაციო კვლევისას, გამიზნულია და რეკომენდებულია წყალბადის დიზელის ეკოლოგიური

მახასიათებლების გასაუმჯობესებლად.

5. პერსპექტივაში შეიძლება წყალბადის დიზელებში გამოყენებულ იქნას ტრადიციული დიზელებისათვის კარგად აპრობირებული ისეთი მეთოდები, როგორებიცაა: ერთი ციკლის განმავლობაში წყალბადის მრავალჯერადი შეფრქვევა [77] და ნამუშევარი აირების (წყალბადის ძრავას შემთხვევაში – წყლის ორთქლის) რეცირკულაცია.
6. ჩატარებული კვლევების შედეგად შეიძლება დავასკვნათ, რომ აღნიშნული რეკომენდაციების გათვალისწინებით შესაძლებელია წყალბადის დიზელის მუშა პროცესის ისეთი ორგანიზება, რომელიც უზრუნველყოფს აზოტის ჟანგულების ემისიის მინიმიზაციას იმ დონემდეც კი, რომ გამონაბოლქვი აირების ნეიტრალიზატორები არ გახდეს საჭირო.

უნდა აღინიშნოს, რომ დამუშავებული და ვერიფიცირებული მათემატიკური მოდელით შესაძლებელია დაპროექტების სტადიაზე განხორციელდეს სერიული, სხვადასხვა ტიპის ტრადიციული დიზელების კონვერტაციის შედეგების პროგნოზირება და ასევე, დაპროექტების სტადიაზე შეფასდეს ახალი წყალბადის დიზელების ეფექტური და ეკოლოგიური მაჩვენებლები. გამოკვლეული წყალბადის დიზელებისათვის სამუშაო პროცესის მათემატიკური მოდელირების მიღებული კონკრეტული შედეგები გვიჩვენებს ამის შესაძლებლობას და ადასტურებს მიღებული შედეგების პრაქტიკულ მნიშვნელობას.

შეიძლება დავასკვნათ, რომ წყალბადის დიზელის კონცეფციის განხორციელება (რომელსაც სადღეისოდ ჯეროვანი ყურადღება არ ექცევა) სავსებით რეალური და მიღწევადია, ხოლო პრობლემები, რომლებიც დღეისათვის ხელს უშლის წყალბადის დიზელის ეფექტური და ეკოლოგიური სამუშაო ციკლის დამუშავებას, როგორც კვლევის შედეგები გვიჩვენებს სავსებით შესაძლებელია დადებითად გადაწყდეს.

ამრიგად გაანალიზებულია წყალბადის დიზელის წვის პროცესში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნაზე მოქმედი კონსტრუქციული და რეგულირებადი ფაქტორები, დასახული და დასაბუთებულია ამ ფაქტორების გათვალისწინებით, აზოტის ჟანგეულების ემისიის შემცირების გზები. დამუშავებულია წყალბადის დიზელის შექმნის მეცნიერულად დასაბუთებული პრაქტიკული რეკომენდაციები.

2.12. წყალბადის ძრავას ნამუშევარ აირებში აზოტის ჟანგეულების ნეიტრალიზაციის მეთოდი

ცნობილია, რომ 2025 წლიდან ძალაში შედის Euro-7-ის ნორმები, მისი დამუშავება აქტიურ ფაზაში შევიდა. ევროკომისიასთან არსებულმა კონსორციუმმა „ზედაბალი გამონაბოლქვისათვის“, უკვე წარმოადგინა დოკუმენტის პროექტი, რომელიც დაავალდებულებს ავტომწარმოებლებს ძრავები აღჭურვონ რამდენიმე ბლოკისაგან შემდგარი ე.წ. „სუპერკატალიზატორებით“. ასევე კანონის პროექტის თანახმად აღარ იქნება ამჟამად მოქმედი Euro-6d-თი გათვალისწინებული მცირე პერიოდიანი შეღავათები ძრავას გათბობაზე, აღმართზე მოძრაობისას, მკვეთრი აჩქარების ან მისაბმელის ბუქსირებისას (ანუ ზღვრული გამონაბოლქვის მნიშვნელობები დაცული უნდა იყოს პიკურ დატვირთვებზეც). ხოლო, რაც შეეხება ნამუშევარ აირებში აზოტის ჟანგეულების შემცველობას ვარაუდობენ, რომ მათი ემისიის დონეს ახალი ავტომანქანებისათვის შეზღუდავენ 30 მილიგრამამდე კილომეტრზე. დღეისათვის დიზელის ძრავებისათვის მისი ემისიის ნორმა შეადგენს 80 მგ/კმ და ამას ემატება კიდევ 34,4 მგ/კმ გათვალისწინებული გაზომვის ცდომილობაზე. ამრიგად სამი წლის შემდეგ შეზღუდვები გახდება უფრო მკაცრი ვიდრე ამჟამად არსებული სტატისტიკური შეცდომების მნიშვნელობა. აღნიშნულის გათვალისწინებით უდიდეს აქტუალობას იძენს გამონაბოლქვ აირებში მავნე კომპონენტების ნეიტრალიზაციის არსებული კატალიზური ნეიტრალიზატორების შეცვლა ნეიტრალიზაციის უფრო ეფექტური

საშუალებებით. მითუმეტეს ეს მეტად მნიშვნელოვანია პერსპექტიულ, წყალბადზე მომუშავე შიგაწვის ძრავებისათვის, რომელთა ნამუშევარ აირებში ერთადერთი კანონით შეზღუდული მავნე კომპონენტი აზოტის ჟანგეულია.

ვინაიდან აზოტის ოქსიდების აღდგენა გარემოსთვის უსაფრთხო აზოტის მოლეკულამდე წარმოადგენს თერმოდინამიკურად ხელსაყრელ პროცესს. NO_x -ის ნეიტრალიზაციის ძირითად მეთოდს დღეისათვის წარმოადგენს ავტომობილებზე კატალიზური სისტემების მონტაჟი. კატალიზატორის შერჩევა პირდაპირაა დამოკიდებული ჰაერსაწვავის თანაფარდობაზე და ნამუშევარი აირების ტემპერატურაზე, ამიტომ კატალიზური ნეიტრალიზაციის სისტემების სქემები ბენზინზე მომუშავე და დიზელის ძრავებისათვის მნიშვნელოვნად განსხვავდება. ბენზინზე მომუშავე (ოტოს ციკლით) ძრავები აღჭურვილია სამმარშრუტიანი (TWC) კატალიზური სისტემებით, რომლებიც ნამუშევარი აირებიდან ერთდროულად აცილებენ CO-ს, დაუწველ ნახშირწყალბადებს C_mH_n -ს და NO_x -ს.

TWC-ს ძირითადი კომპონენტებია პლატინის ჯგუფის ლითონები Pt, Pd და როდიუმი Rh (დაახლოებით 0,1 მას%, ბლოკში დაახლოებით 1-2 გრ ლითონი) დატანილი მონოლითურ ფიჭურ სტრუქტურაზე. კატალიზატორზე მიმდინარეობს CO-ს და C_mH_n -ის ჟანგვის და NO_x -ის აღდგენის რეაქციები. CO-ს და C_mH_n -ის ერთდროული ნეიტრალიზაციის მაქსიმალური ეფექტურობის უზრუნველსაყოფად აუცილებელია ჰაერ-საწვავის სტექიომეტრულთან მიახლოებული (14,7 წილი ჰაერი 1 წილ საწვავზე) თანაფარდობის მკაცრი დაცვა, ხოლო NO_x -ის მაქსიმალური კონვერსია შესაძლებელია ძრავას მუშაობისას მდიდარ ნარევეებზე ($\alpha < 1$). საწვავი ნარევის შემადგენლობის გარდა სამმარშრუტიანი კატალიზატორების მუშაობის ეფექტიანობაზე გავლენას ახდენს ბენზინის ხარისხი და სამუშაო ტემპერატურების დიაპაზონი. როგორც წესი TWC-ის სამუშაო ვადა გათვლილია 50-დან 150 ათას კმ-ზე. კატალიზატორის

თვითღირებულების შემცირების მიზნით Pt, Pd და Rh-ის შეცვლის მცდელობები გარდამავალი ლითონების ოქსიდებით, წარუმატებლად დამთავრდა. როგორც წესი, აღნიშნული კატალიზატორები მოქმედებას იწყებენ 200-250°C-ის ტემპერატურამდე გათბობის შემდეგ. აქედან გამომდინარე, ცივი ძრავას ამუშავების შემდეგ კატალიზატორის აღნიშნულ ტემპერატურაზე გათბობამდე და ძრავას მცირე დატვირთვებით მუშაობისას მაკვნი კომპონენტების ნეიტრალიზაცია ფაქტიურად არ ხდება.

დიზელის ძრავები, ბენზინზე მომუშავე ძრავებისაგან განსხვავებით მუშაობენ ჰაერის სიჭარბის პირობებში $\alpha > 1$, კლასიკური სამმარშრუტიანი TWC კატალიზატორების გამოყენება ამ პირობებში შეუძლებელია ორი ძირითადი მიზეზის გამო:

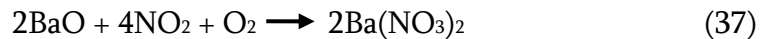
1. ჟანგბადის სიჭარბე ერთის მხრივ ხელს უწყობს CO-ს და C_mH_n ემისიის შემცირებას, ხოლო მეორეს მხრივ ზრდის NO_x -ების ემისიას და ართულებს მათი აღდგენის პროცესს;
2. ნამუშევარ აირებში SO_x -ების და მყარი ნაწილაკების მაღალი შემცველობა იწვევს TWC-ის აქტიური კომპონენტების სწრაფ და შეუქცევად დეზაქტივაციას.

დღეისათვის არსებობს დიზელის გამონახობლქვ აირებში NO_x -ების ემისიის შემცირების რამდენიმე სტრატეგია, რომელთა არსი მდგომარეობს აზოტის ოქსიდების გარდაქმნაში უვნებელ აზოტის მოლეკულად. დიზელის ძრავებში NO_x -ის ემისიის შესამცირებლად არსებობს აზოტის ოქსიდების დაგროვება/აღდგენის კატალიზური სისტემები (NSR ან LNT) რომლებიც შედგება ორი კომპონენტისაგან:

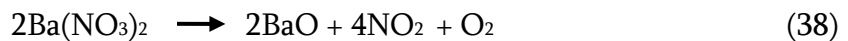
1. NO_x -ების დამგროვებელ (BaO ან K_2O) და 2. კატალიზატორისგან, რომელიც შეიცავს პლატინის ჯგუფის ლითონებს (როგორც წესი Pt/ Al_2O_3). პირველ სტადიაზე „ღარიბი“ ნარევისას ($\alpha > 1$) NSR-ზე ხდება აზოტის მონოქსიდის ჟანგვა აზოტის ორჟანგამდე, Pt-ის შემცველ კომპონენტზე.



NO₂ დაახლოებით 2 წუთის განმავლობაში ადსორბირდება NO_x-ის დამგროვებელზე, (BaO-ზე) ნიტრატების სახით



ამის შემდეგ ძრავა რამდენიმე წამის განმავლობაში გადაერთვება „მდიდარი“ ($\alpha < 1$) ნარევის გამოყენებაზე, ნამუშევარი აირების ტემპერატურა იზრდება რის შედეგადაც ხდება დაგროვებული 2Ba(NO₃)₂-ის დაშლა და NO_x-ის დამგროვებლის ზედაპირის გათავსუფლება შემდეგი ციკლისათვის

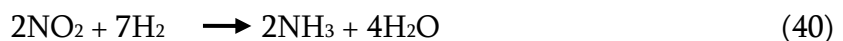


დაშლის შედეგად მიღებული NO₂ აღდგება საწვავის დაუწველი კომპონენტებით (CO, H₂ და ნახშირწყალბადებით C_mH_n) Pt-ს შემცველ კომპონენტზე



NO_x-ის დაგროვება/აღდგენის სისტემის ძირითად ნაკლოვანებებს განეკუთვნება:

1. მუშა ტემპერატურების (200-400°C) მცირე ინტერვალი, რომლის ქვედა ზღვარი (200°C) განისაზღვრება NO₂-ის ადსორბციის და ნიტრატების აღდგენის პროცესების ეფექტიანობით, ხოლო ზედა ზღვარი 400°C შეზღუდულია NO-ს ჟანგვის რეაქციის თერმოდინამიკით;
2. გოგირდის მინარევებისადმი მაღალი მგრძობელობა, SO₂ ახდენს NO_x-ის დამგროვებლის დეზაქტივაციას და მის ზედაპირზე ადსორბირდება სულფატების სახით, ასევე ახდენს პლატინის კატალიზატორის ზედაპირის დეზაქტივაციას. ამიტომ NSR სისტემა მოთხოვნადია მხოლოდ იმ ქვეყნებში, სადაც გამოიყენება საწვავი გოგირდის დაბალი შემცველობით (30მგ/კგ-ზე ნაკლები), მაგალითად იაპონიასა და შვედეთში;
3. მდიდარი ნარევის რეჟიმზე შესაძლოა ამიაკის წარმოქმნა, რომლის შემცველობა გამონაბოლქვ აირებში უკიდურესად არასასურველია

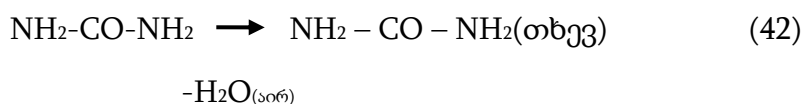




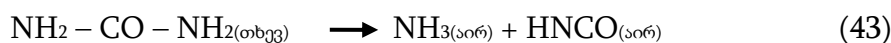
4. სისტემის დაბალი ეფექტიანობა, მდიდარი ნარევის რეჟიმზე ძრავას გადართვის მომენტში, NO-ს (რომელმაც ვერ მოასწრო ადსორბირება) ე.წ. „გაპარვის“ გამო.

ამიაკით NO_x-ების სელექციური კატალიზური აღდგენა

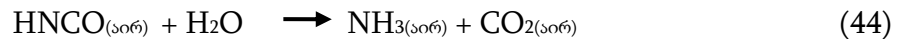
დღეისათვის აზოტის ოქსიდებისაგან ნამუშევარი აირების გასუფთავების ყველაზე ეფექტიან მეთოდს წარმოადგენს, ამიაკით NO_x-ის სელექციური კატალიზური აღდგენა (NH₃ - სკა), დაპატენტებულია ჯერ კიდევ 1957 წელს ამერიკული კორპორაცია Engelhard-ის მიერ. 1970-იანი წლებიდან მოყოლებული NH₃ - სკა პროცესი ფართოდ გამოიყენება მთელ მსოფლიოში სტაციონარული წყაროების (სამრეწველო საწარმოები) ნამწვი აირების NO_x-სგან გასაწმენდად და მხოლოდ 20 წლის შემდეგ, 1990-იან წლებში მოხერხდა მისი ადაპტირება ავტომობილზე გამოსაყენებლად. სამრეწველო საწარმოებში ნამწვი აირების აზოტის ჟანგეულებისგან გასაწმენდად, როგორც წესი იყენებენ აირად ამიაკს. საავტომობილო სკა-ის სისტემებში უსაფრთხოების, შენახვის მოხერხებულობის და მარაგის შევსების სიიოლის მოსაზრებიდან გამომდინარე ამიაკის წყაროდ იყენებენ კარბამიდის წყალხსნარს (AdBlue®), ის დოზირებულად შეიფრქვევა ცხელი გამონაბოლქვი აირების (200-400°C) ნაკადში და თერმულად (T>200°C) და/ან კატალიზურად იშლება ამიაკისა და ნახშირჟანგის აირის წარმოქმნით. კარბამიდის დაშლის პროცესი შეიძლება დავყოთ სამ სტადიად: პირველ სტადიაზე შეფრქვევის მომენტში ხდება წყლის აორთქლება და კარბამიდის დნობა:



შემდეგ კარბამიდი იშლება ამიაკისა და იზოციანმჟავას წარმოქმნით



იზოციანმჟავა ლითონების ოქსიდების ზედაპირზე ადვილად შედის ჰიდროლიზის რეაქციაში, NH₃ და CO₂-ის წარმოქმნით



კარბამიდის ხსნარის ფართო პრაქტიკული გამოყენების მიუხედავად, განსაკუთრებით ევროპაში, მას ახასიათებს რიგი ნაკლოვანებები: AdBlue®-ს ხსნარის გაყინვის ტემპერატურა შეადგენს -11°C-ს, რაც აძნელებს მის გამოყენებას ზამთრის პერიოდში; AdBlue®-ს წყალხსნარის შეფერქვევა 10-15°C-ით ამცირებს ნამუშევარი აირების ტემპერატურას, რაც იწვევს კატალიზური სისტემის ეფექტურობის გაუარესებას, განსაკუთრებით „ცივი“ სტარტის პირობებში.

NH₃-სკა სისტემა აღჭურვილია ვანადიუმის ოქსიდის V₂O₅ (1-3 მას %) კატალიზატორით, WO₃ (9-10 მას %) დანამატით, რომელიც დატანილია TiO₂ (ანატიზი)-ზე.

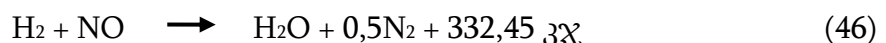
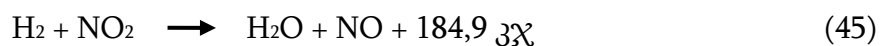
V₂O₅ – WO₃/ TiO₂ კატალიზატორის ნაკლოვანებებს განეკუთვნება:

1. ტემპერატურების შეზღუდული სამუშაო ინტერვალი (300-400°C);
2. 380°C ტემპერატურაზე ზევით სელექციურობის პროცესის შენელება ამიაკის არასელექციური ჟანგვის რეაქციის მსვლელობის ხარჯზე და N₂O-ს წარმოქმნა;
3. V₂O₅-ის ტოქსიკურობა;
4. დაბალი ჰიდროთერმალური სტაბილურობა. NH₃-სკა სისტემა ვერ ახდენს NO_x-ის ნეიტრალიზაციას ძრავას სრულ გათბობამდე, ასევე ძრავას დაბალ დატვირთვებზე მუშაობისას, როდესაც ნამუშევარი აირების ტემპერატურა დაბალია და ვერ უზრუნველყოფს კარბამიდის დაშლას.

ამასთან უნდა აღინიშნოს, რომ წყალბადზე კონვერტირებული შიგაწვის ძრავას ნამუშევარ აირებში NO_x-ის ნეიტრალიზაციისთვის აღნიშნული სისტემა არ გამოდგება, რადგან ნეიტრალიზაციის პროდუქტები შეიცავს ნახშირორჟანგს (CO₂), რაც გამოწვევას სრული დეკარბონიზაციის

მკაცრი მოთხოვნის პირობებში დაუშვებელია. ცნობილია, რომ სამრეწველო საწარმოების ნამუშევარ აირებში აზოტის ჟანგეულების სელექციური არაკატალიზური აღდგენის პროცესი ამიაკის გამოყენების შემთხვევაში რეკომენდებულია წარიმართოს 800-1000°C ტემპერატურის პირობებში. ხოლო აღმდგენი აირადი წყალბადის გამოყენების შემთხვევაში ოპტიმალური ტემპერატურა მცირდება და $H_2/NO_x = 2$ თანაფარდობის შემთხვევაში შეადგენს 695°C-ს [79].

ზოგადად, როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, დიზელის ძრავების დაგროვება/აღდგენის კატალიზურ სისტემებში NO_2 -ის აღდგენა Pt შემცველ კატალიზატორზე მიმდინარეობს საწვავის დაუწველი კომპონენტებით CO , H_2 და C_mH_n -ით. ასევე ბენზინზე მომუშავე ძრავების სამმარშრუტიანი კატალიზატორების შემთხვევაში, Pt ფენის ზედაპირზე NO_x -ის აღდგენა მიმდინარეობს საწვავის დაუწველი კომპონენტებით, რომელთა შემადგენლობაში ჭარბადაა წყალბადი. დიდი ალბათობით შეგვიძლია ვივარაუდოთ, რომ კატალიზატორის ზედაპირზე აზოტის ოქსიდებთან სწორედ წყალბადი რეაგირებს. ამასთან პირველ სტადიაზე NO_2 აღდგება NO -დ, შემდეგ კი ეს უკანასკნელი N_2 -მდე [80].

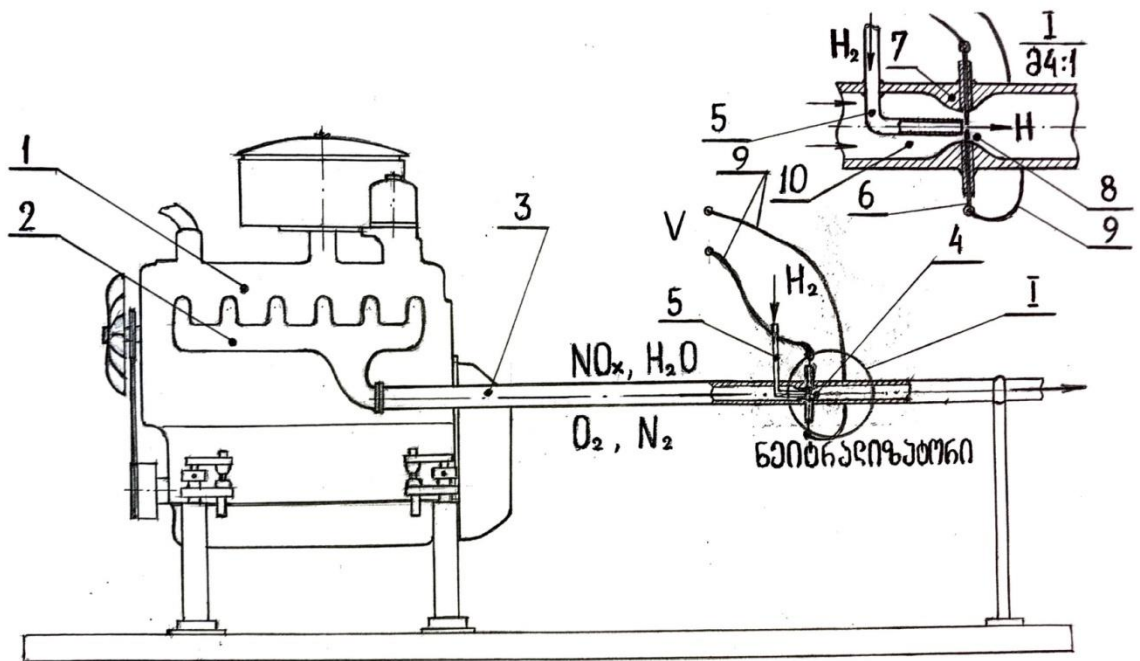


ჰეტეროგენური კატალიზის დროს მიმდინარე პროცესების კვლევები გვიჩვენებს, რომ მყარი კატალიზატორის ზედაპირზე აღმდგენი რეაგენტის მოლეკულის ქიმიური ადსორბციის პროცესი აირად ფაზაში ატომსა და მოლეკულას შორის რეაქციის მსგავსი პროცესია, რადგან ადსორბენტის ზედაპირზე ყოველთვის არსებობს გაუჯერებელი ვალენტობები. შესაძლებელია, რომ ქიმიური ანუ აქტივირებული ადსორბცია დაკავშირებულია ადსორბენტის ზედაპირზე აღმდგენი რეაგენტის მოლეკულის გაწელვასთან, რომელსაც ხანდახან მივყავართ მის ატომებად დისოციაციამდე. აქტივირებულ ადსორბციაზე წარმოდგენა განვითარებული იქნა ჰ.ს. ტეილორის (Hugh Stott Taylor) მიერ ჯერ კიდევ

1931 წელს. რიგ შემთხვევებში ჰეტეროგენური კატალიზური რეაქციების წარმართვისათვის საჭირო ოპტიმალური ტემპერატურები ემთხვევა იმ ტემპერატურების არეს, რომლის დროსაც აღინიშნება მორეაგირე ნივთრებების აქტივირებული ადსორბცია. მაგალითად ტემპერატურები, რომლის დროსაც მიმდინარეობს ამიაკის სინთეზი, ემთხვევა იმ ტემპერატურებს რომლის არსებობისას შეიმჩნევა აზოტის აქტივირებული ადსორბცია კატალიზატორის ზედაპირზე. [81] აქვე აღვნიშნავ, რომ ჰეტეროგენური კატალიზის ნაირსახეობას წარმოადგენს ჰეტეროგენურ-ჰომოგენური კატალიზი, სადაც მყარი კატალიზატორის როლია რეაგენტების მოლეკულებისაგან აქტიური ნაწილაკების (ატომების ან რადიკალების) წარმოქმნა. რის შემდეგ ისინი კატალიზატორის ზედაპირიდან გადადიან სარეაქციო მოცულობაში და იწვევენ ჯაჭვური რეაქციების წარმართვას [82; 83].

შემოაღნიშნულიდან გამომდინარე არსებობს იმის დიდი ალბათობა, რომ წყალბადის ძრავას გამონაბოლქვ აირებთან რეაქციაში შევიდნენ, სარეაქციო მოცულობაში წყალბადის მოლეკულების ელექტრულ რკალში გავლით მიღებული დისოცირებული ატომები. რაც შეეხება წყალბადის მოლეკულების ატომებად დისოციაციას, პროცესი წარიმართება ელექტრული განმუხტვის რკალში მისი გატარებით. ამ პრინციპს ემყარება ამერიკელი ქიმიკოსის, ნობელის პრემიის ლაურეატის ი. ლენგმუირის (Ivring Langmuir) მიერ 1925 წელს გამოგონებული ატომურ-წყალბადური შედუღება, რომელიც დღემდე წარმატებით გამოიყენება თვითმფრინავმშენებლობაში.

არსებობს იმის დიდი შესაძლებლობა, რომ წყალბადის ძრავას ნამუშევარი აირების გამომშვებ მილში წყალბადის ატომების მონაწილეობით აქტიურად წარიმართება აზოტის ჟანგულების აღდგენის რადიკალურ-ჯაჭვური რეაქციები ჰეტეროგენური კატალიზატორის გარეშე. ნახ.41-ზე წარმოდგენილია ხსენებული პროცესისათვის საჭირო მოწყობილობა.



ნახ. 41 - აზოტის ჟანგბადის სელექციური არაკატალიზური აღდგენის მოწყობილობა

1 - ძრავა; 1 - ნამუშევარი აირების გამომშვები კოლექტორი; 3 - ნამუშევარი აირების გამომშვები მილი; 4 - ნეიტრალიზატორი; 5 - აირადი წყალბადის მიმწოდებელი მილი; 6 - ელექტროდი; 7 - ელექტორის დიფუზორი; 8 - ელექტორი; 9 - ელექტრო სადენები; 10 - ნამუშევარი აირები.

აზოტის ჟანგბადის სელექციური არაკატალიზური აღდგენის (საკა) პროცესის მექანიზმი რადიკალურ-ჯაჭვურია და ის მიმდინარეობს ჟანგბადის მონაწილეობით.

NO_x-ის აღდგენის კინეტიკური მოდელები

არსებობს საკა-ს პროცესის მიმდინარეობის მრავალი ქიმიური კინეტიკური მოდელი, ჩვენს მიერ გამოყენებული იქნა პ. გლარბორგის (P. Glarborg) [84], რ. ჰენსონის (R. Hanson) და ს. სალიმიანის (S. Salimian) [85]; კ. ვესტბროუკის (K. Westbrook) და ლ. დრაიერის (L. dryer) [86] და ჯ. მილერი (J. Miller) ქიმიური კინეტიკური მოდელები. ცხრილი 11-ში მოყვანილია

აზოტის ჟანგეულების სელექციური არაკატალიზური აღდგენის პროცესის მიმდინარეობის ელემენტარული რეაქციები

ცხრილი 11

NO_x-ის სელექციური არაკატალიზური აღდგენის პროცესის ელემენტარული რეაქციები

№	ელემენტარული რეაქცია
1	$H + O_2 \rightarrow OH + O$
2	$O + H_2O \rightarrow OH + OH$
3	$NO + H \rightarrow N + OH$
4	$NO + H + M \rightarrow HON + M$
5	$HON + H \rightarrow NH + OH$
6	$NO_2 + H \rightarrow NO + OH$
7	$N_2O + H \rightarrow N_2 + OH$
8	$N + NO \rightarrow N_2 + O$
9	$N_2 + e \rightarrow N_2^* + e$
10	$N_2^* + H \rightarrow NH + N$
11	$N + H_2 \rightarrow NH + H$
12	$NH + H_2 \rightarrow NH_3$
13	$NH_3 + H \rightarrow NH_2 + H_2$
14	$NH_3 + O \rightarrow NH_2 + OH$
15	$NH_3 + OH \rightarrow NH_2 + H_2O$
16	$NH_2 + NO \rightarrow N_2 + H_2O$
17	$NH_2 + NO_2 \rightarrow N_2O + H_2O$
18	$N_2O + O \rightarrow N_2 + O_2$

M - აღნიშნავს ნებისმიერ ნეიტრალურ მოლეკულას, რომელიც მოცემულ რეაქციაში არ მონაწილეობს და იღებს აქტიური ნაწილაკის შეჯახების ენერგიას.

როგორც ელემენტარული რეაქციების ცხრილი 11-დან ჩანს, წყალბადის ატომი ქიმიურ რეაქციაში შედის მოლეკულებთან, რის შედეგად წარმოიქმნება თავისუფალი ვალენტობის მქონე რადიკალები OH; O რომელთა მეშვეობით, H-თან ერთად მიმდინარეობს განშტოებადი რადიკალურ-ჯაჭვური რეაქციები. მე-9 რეაქციაში N_2^* არის ელექტრონის დაჯახების შედეგად აგზნებულ მდგომარეობაში გადასული აზოტის მოლეკულა, ამიაკის სინთეზი ხორციელდება წყალბადის ატომებთან აგზნებული აზოტის მოლეკულის ურთიერთქმედებით [81]. ელექტრული განმუხტვის რკალში ენერგიის წყაროს წარმოადგენს ელექტრული ველი რომელიც აჩქარებას ანიჭებს პირველ რიგში თავისუფალ ელექტრონებს [81].

ცხრილი 11-დან ჩანს, რომ წყალბადის ატომები უშუალოდ ურთიერთქმედებენ აზოტის ჟანგეულებთან, NO-სთან რეაქციისას წარმოიქმნება N აზოტის ატომი და ჰიდროქსილის ჯგუფი OH. NO₂-თან ურთიერთქმედებისას წარმოიქმნება NO და კვლავ OH ჯგუფი. N₂O-სთან რეაქციის დროს კი უკვე აზოტის ნეიტრალური მოლეკულა.

როგორც ცხრილიდან ჩანს რადიკალურ-ჯაჭვური რეაქციების შედეგად მივდივართ ასევე ამიაკის NH₃-ის მოლეკულის წარმოქმნამდე, რომლის ურთიერთქმედებით H, O და OH-თან ვიღებთ ამინორადიკალს NH₂-ს. ცნობილია, რომ სწორედ ამინორადიკალის ურთიერთქმედებას აზოტის ოქსიდებთან პირდაპირ ან ირიბად მივყავართ ნეიტრალური აზოტის მოლეკულის N₂-ის წარმოქმნამდე [87].

ამრიგად, თეორიულადაა დამუშავებული წყალბადის ძრავას ნამუშევარ აირებში, ატომური სახით წყალბადის გამოყენებით, აზოტის ჟანგეულების სელექციური არაკატალიზური ნეიტრალიზაციის მეთოდი, რომლის ექსპერიმენტული შემოწმება მომავალშია დაგეგმილი.

დასკვნა

1. დადგენილია წყალბადის დიზელის სტაბილური მუშაობისათვის კუმშვის ხარისხისა და შემშვებ სისტემაში ჰაერის ტემპერატურის საჭირო მნიშვნელობები, შექმნილია მოძრაობის რაოდენობის, ენერჯის, დიფუზიისა და უწყვეტობის ფუნდამენტურ განტოლებებზე დაფუძნებული, წყალბადის დიზელში მიმდინარე თბოფიზიკური პროცესების 3D მათემატიკური მოდელი, აღწერილია გამოყენებული ტურბულენტურობის მოდელი და ამოხსნის რიცხვითი მეთოდი, ჩატარებულია წყალბადის წვის დროს წარმოქმნილი აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის გაანგარიშების სატესტო ამოცანის ამოხსნის შედეგების ანალიზი.

2. მათემატიკური მოდელის ვერიფიკაცია განხორციელებულია წყალბადის დიზელის ექსპერიმენტული კვლევის შედეგად მიღებული ინდიკატორული დიაგრამებისა და ემიტირებული აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის გაზომვებით დადგენილი შედეგების გამოყენებით. დამუშავებული მოდელის გამოყენება იძლევა აირადი წყალბადის უშუალო შეფრქვევის დიზელის გამონაბოლქვში აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის პროგნოზირების, აგრეთვე მისი მინიმიზაციის შესაძლებლობას კვლევას წყალბადის ძრავის პროექტირების სტადიაზე, რაც ნიშნელოვნად ამცირებს დანახარჯებს ძვირად ღირებულ ექსპერიმენტებზე.

3. რიცხვითი ექსპერიმენტებით დადგენილია, რომ წყალბადის დიზელის სამუშაო პროცესში წარმოქმნილი აზოტის ჟანგეულების ემისია, როცა წყალბადისა და დიზელის საწვავის ციკლური დოზები მათი უდაბლესი თბოუნარიანობების გათვალისწინებითაა შერჩეული ($m_{\text{ღს}}/m_{\text{H}_2} = H_{\text{ღს}}/H_{\text{H}_2} = \text{idem}$), მხოლოდ 10-15 %-ით აღემატება ტრადიციული დიზელის ანალოგიურ მაჩვენებელს. წყალბადის დიზელის კონსტრუქციული და რეგულირებადი ფაქტორების შერჩევით შესაძლებელია აზოტის ჟანგეულების ემისიის კიდევ უფრო შემცირება (დაახლოებით Euro 6-ის მოთხოვნების

დონემდე) ძრავას გამომშვებ სისტემაში ნეიტრალიზატორების დაყენების გარეშე.

4. დადგენილია, რომ დიზელის საწვავის აალების პროცესი კონცენტრირებულია საწვავის ჩირაღდნის გარე ზედაპირის, წვის პროცესი კი ჩირაღდნის კონუსის ზონაში, მაშინ როცა წყალბადის დიზელში ხდება უფრო სწრაფი აალება, ალის ფრონტი სწრაფად მოიცავს წვის კამერის მთლიან მოცულობას.

5. წყალბადის ძრავას გამონაბოლქვში აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციის მინიმალური მნიშვნელობა მიიღება კონუსისებური ფორმის წვის კამერის გამოყენებისას, რომელიც ხასიათდება შედარებით დაბალი ტემპერატურებით. ცხადია რომ აზოტის ჟანგეულების ემისია კონუსური კამერის გამოყენების შემთხვევაში შედარებით მცირეა, თუმცა საწვავის კუთრი ხარჯი YaMZ-ს ტიპის კამერასთან შედარებით მეტი აქვს. ცილინდრული ფორმის წვის კამერა ეკოლოგიური მაჩვენებლებით უახლოვდება კონუსური ფორმის კამერას, ხოლო მქკ-ით (საწვავის კუთრი ხარჯით) ჩამორჩება YaMZ-ს ტიპის წვის კამერას. უნდა აღინიშნოს, რომ წვის კამერის ფორმის გავლენა წყალბადის დიზელის ეფექტურ და ეკოლოგიურ მაჩვენებლებზე პირველადაა გამოკვლეული.

6. სერიული დიზელის ეკოლოგიური და ეფექტური მაჩვენებლების შესაბამისი ჰაერის გრიგალური მოძრაობის ოპტიმალური ინტენსიურობა წყალბადზე გადასვლისას უნდა დაკორექტირდეს და წყალბადის მიწოდების პარამეტრებს (დაწყების მომენტს, წნევისა და შეფრქვევის ხანგრძლივობას, ფრქვევანას საქშენების რაოდენობას) უნდა მოერგოს.

7. წვის კამერის ფორმების და ფრქვევანების საქშენების კონსტრუქციის გავლენის კვლევებით დადგენილია აღნიშნული ფაქტორების ისეთი შეხამება, რითაც წყალბადის დიზელში ეკოლოგიური და ეფექტური მაჩვენებლების მისაღები დონე მიიღწევა: წვის კამერის ფორმა - YaMZ-ს ტიპის, ხოლო ფრქვევანას კონსტრუქცია შემდეგი პარამეტრებით- $z=12$ და $d_i=0,172$ მმ;

8. გამოკვლეულია წყალბადის დიზელის წვის პროცესში აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნაზე მოქმედი რეგულირებადი ფაქტორების გავლენა. დადგენილია, რომ: ჩაბერვის წნევის გაზრდით ჯამური ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მატებისას ლოკალური ტემპერატურებისა და მუშა სხეულის საშუალო ტემპერატურები მცირდება, რასაც აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციების შემცირება მოსდევს. შესაბამისი რიცხვითი მაჩვენებლები მოყვანილია დისერტაციაში.

9. ციკლის მაქსიმალური წნევის (pz-ის) ციკლური რხევების შესამცირებლად (რაც დამახასიათებელია წყალბადის დიზელისათვის) შემავალი ჰაერის ტემპერატურის გაზრდა იწვევს აზოტის ჟანგეულების მატებას.

10. აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნაზე YaMZ-236-ის ბაზაზე შექმნილი წყალბადის დიზელის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გავლენის კვლევამ გვიჩვენა, რომ $t_{შფრქვ.}=353^{\circ}\text{C}$ -ის დროს წყალბადის დიზელის ეფექტური მაჩვენებლების გაზრდასთან ერთად ნამუშევარ აირებში აზოტის ჟანგეულები მცირედ იმატებს. ამასთან დაკავშირებით რეკომენდებულია ძრავაზე აღნიშნული შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გამოყენება.

11. წარმოდგენილ სადისერტაციო ნაშრომში შემოთავაზებულია წყალბადის ძრავას ნამუშევარ აირებში არსებული აზოტის ჟანგეულების სელექციური არაკატალიზური ნეიტრალიზაციის ორიგინალური მეთოდი, რომლის გამოყენებასაც, როგორც ამას თეორიული გათვლები გვიჩვენებენ, შეუძლია მნიშვნელოვნად შეამციროს NO_x -ის კონცენტრაცია საკვლევი ძრავას გამონაბოლქვში (განაცხადი გამოგონებაზე შეტანილია „საქპატენტში“).

გამოყენებული ლიტერატურის ნუსხა

1. <https://www.autonews.ru/news/5c9114d69a7947491f827c6e?fbclid=IwAR2AVVk1WXjrnRT-c6yY1xqpxCxOVsrFGVxRyR-CGtbyoJT7YvftLDxqhVM>, უკანასკნელად იქნა გადამოწმებული - 30.04.2022
2. О.М. Мамедов, ВИНТИ РАН, Стратегии развития водородной энергетики, Мировые достижения и планы России. Журнал "Энергосбережение" #3, 2021 с. 54-62
3. <https://www.euractiv.com/section/energy/opinion/what-is-the-real-cost-of-green-hydrogen/?fbclid=IwAR24OhECYUmxpxe-wtZpN01EPY0doBzNbKrMVCwxbWz1kjk0PYnIh4P19TA>
უკანასკნელად იქნა გადამოწმებული - 16.05.2022
4. <https://www.woodmac.com/news/editorial/the-future-for-green-hydrogen/?fbclid=IwAR3xYxRESXIU-07mn9iVQz5uGjF71-k-nVKjXFxmzgwMp46TWQFgsOHdZoE>, უკანასკნელად იქნა გადამოწმებული - 14.05.2022
5. Перспективы развития мировой энергетики с учётом влияния технологического прогресса. ИНЕИ РАН, Москва 2020 с. 104-112
6. <https://abs-magazine.ru/article/primenenie-vodoroda-v%C2%A0kachestve-topliva?fbclid=IwAR24n6W5n7iSUpuusBeO-6Rmfq2lJccxagF2I28xzAe6-gksDXNWvzp6rV0>
უკანასკნელად იქნა გადამოწმებული 10.05.2022
7. Lawrence W.J. Toward a Liquid Hydrogen Fuel Economy. University of Michigan Engineering Technical Report, 1970.
8. da Rosa A.V. Fundamentals of Renewable Energy Processes. London, New York, Oxford. Elsevier Press, 2005.
9. Кавтарадзе Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011.- 238 с.
10. Eichseder H., Klell M. Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Erzeugung, Speicherung, Anwendung. Wiesbaden: Vieweg – Teubner Verlag, 2008. 288 s.
11. Westerkamp L. Der Erren-Wasserstoffmotor // ATZ. 1939. N 19. S. 523–524.
12. Ikegami M., Miva K., Shioji M. A Study of Hydrogen Fuelled Compression Ignition Engines // Int. J. Hydrogen Energy. 1982. Vol. 7. N4. P. 341–353.
13. Wong J. Compression Ignition of Hydrogen in a Direct Injection Diesel Engine Modified to Operate as a Low-Heat-Rejection Engine // Int. J. Hydrogen Energy. 1990. Vol. 15. N 7. P. 507–514.
14. Furuhami S., Fukuhama T. High Output Power Hydrogen Engine with High Pressure Fuel Injection, Hot Surface Ignition and Turbocharging // Int. J. Hydrogen Energy. 1986. Vol. 11. N 6. P. 399–407.
15. Jorach R.W. Niedrige Stickoxidemission bei hoher Leistungsdichte durch Wasserstoff-Brennverfahren mit früher innerer Gemischbildung // MTZ. 1997. N 4. S. 200–206.

16. Eichlseder H., Spuller Ch., Heidl R., Gerbig F., Heller K. Konzepte für die Dieselähnliche Wasserstoffverbrennung // MTZ. 2010. N 1. S. 60–66.
17. Rottengruber H. Untersuchung der Stickoxidbildung an einem Wasserstoff-Dieselmotor. Dissertation, TU. München, 1999. 111 S.
18. Wiebicke U. Untersuchung zum Betriebsverhalten eines mittelschnell - laufenden Wasserstoff-Dieselmotors: Dissertation, TU. München, 1998. 112 S.
19. Vogel Ch. Wasserstoff-Dieselmotor mit Direkteinspritzung, hoher Leistungsdichte und geringer Abgasemission. Teil 1: Konzept // MTZ. 1999. N 10. S. 704–708.
20. Rottengruber H., Wiebicke U., Woschni G., Zeilinger K. Investigation of a Direct Injecting Hydrogen Diesel-Engine // World Hydrogen Conference XII. Buenos Aires, 1999. P. 1255–1264.
21. Kavtaradze R.Z., Zeilinger R., Zitzler G. Ignition Delay in a Diesel Engine Utilizing Different Fuels // High Temperature. 2005. Vol. 43. N 6. P.951–960.
22. Kavtaradze R.Z., Natriashvili T.M., Zelentsov A.A. Ignition Delay and Emission of the Noxious Substances in Double-Fuel Engines Working on the natural Gas and Syngases//chapter 15 (p. 109-120) in the Book: Innovative Methods for Improvement of Technical, Economic and Ecological Efficiency of Motor Cars. NOVA-Publishers. New-York. 2015. -138 p.
23. Lieuwen T., Yang V., Yetter R. Synthesis Gas Combustion. Fundamentals and Applications. New York: CRC Press, 2010. 384 p.
24. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, -2008. -720 с.
25. Schlichting H. Boundary Layer-Theory. Seventh Edition. McGraw-Hill Book Company. New-York-London-Tokyo.1979. -817 p.
26. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 3-е издание. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 515 с.
27. Kavtaradze R.Z., Gaivoronskii A.I., Fedorov V.A., Onishchenko D.O., Shibanov A.V. Calculation of Radiative-Convective Heat Transfer in the Combustor of Diesel Engine. High Temperature, Vol. 45, No. 5. -2007. pp. 673-680.
28. Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A., Sergeev S.S. The influence of rotational charge motion intensity on nitric oxide formation in gas-engine cylinder //International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 4308–4316.
29. Kavtaradze R., Zelentsov A., Gladyshev S., Kavtaradze Z., Onishchenko D. Heat Insulating Effect of Soot Deposit on Local Transient Heat Transfer in Diesel Engine Combustion Chamber // SAE International Paper. 2012. No. 2012-01-1217. 12 p.
30. Warnatz J., Maas U., Dibble R.W. Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag. 2001. - 326 s.
31. Magnussen B.F., Hjertager B.H. On mathematical models of turbulent combustion
32. With special emphasis of soot formation and combustion. 16th International Symposium on Combustion. Cambridge, 1976. Pp. 719-729.

33. Kavtaradze R.Z. Improving the Ecological Indices of a Hydrogen Diesel Engine with Direct Gaseous Hydrogen Injection. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2016, Vol. 45, No. 4, pp. 307–315.
34. Natriashvili T., Kavtaradze R., Glonti M. Improvement of ecological characteristics of the hydrogen diesel engine. *International Automobile Scientific Forum (IASF-2017) "Intelligent Transport Systems"*. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 315 (2018) 012018. Pp.1-7.
35. Kavtaradze, R., Natriashvili, T., and Gladyshev, S. Hydrogen-Diesel Engine: Problems and Prospects of Improving the Working Process. *SAE Technical Paper 2019-01-0541*, 2019.-15 p.
36. Natriashvili T., Kavtaradze R., Glonti M. Modeling of the burning process in the piston engines with various concepts of the working process. *Proceedings of XI International Conference "Transport Problems"*. 24-28 June, 2019. Silesian University of Technology, Katowice, Poland. 2019. Pp. 448-457.
37. Кавтарадзе Р. З., Натриашвили Т.М., Глonti М.Г., Ичунь Ван, Сахвадзе Г.Ж. Моделирование локального теплообмена в камере сгорания водородного дизеля. *Вестник машиностроения*, №7.-2019. С. 31-36.
38. Merker G., Schwarz Ch., Teichmann R. *Grundlagen. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Wiesbaden: Vieweg Teubner-Verlag, Springer, 2014 – 1132S.
39. Кондратьев В.Н. Константы скорости газозных реакций: Справочник. М.: Наука, 1971.-352 с.
40. Favre A. *Equations des Gaz Turbulents Compressibles: 1. Formes Generales*. *J. Mecanique*. V. 4. 1965. S. 361—390.
41. Tannehill J.C., Anderson D.A., Pletcher R.H. *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, Second edition. – Washington: Taylor & Francis Ltd., 1997. – 792 p.
42. Blazek J. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Elsevier Science Ltd., The Boulevard, Langford Line Kidlington, Oxford OX5 1GB, UK, 2001. – 440 p.
43. Cebeci T., Shao J.P., Kafyeke F., Laurendeau E. *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. Horizons Pub., Long Beach, Calif. And Springer, Heidelberg, 2005. – 396 p.
44. Прандтль Л. *Гидромеханика*. Москва-Ижевск. Изд-во НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика». 2002.-572 с.
45. Колмогоров А.Н. Локальная структура турбулентности в несжимаемой жидкости при очень больших числах Рейнольдса. – Докл. АН СССР, Т. 30, № 4, 1942. – С. 299 – 303.
46. Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc., 5354 Palm Drive, La Canada, Calif., 1998. – 460 p.
47. Hanjalić K., Popovac M., Hadziabdić M. A Robust Near-Wall Elliptic-Relaxation Eddy-Viscosity Turbulence Model for CFD // *Int. J. Heat Fluid Flow*. 2004. No.25. P. 897-901.
48. Tatschl R., Schneider J., Basara D., Brohmer A., Mehring A., Hanjalić K. *Forschritte in der 3D-CFD Berechnung des gas- und wasserseitigen Wärmeübergangs in*

- Motoren. 10. Tagung der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 23—25 September, Graz, Austria. 2005. 18 S.
49. Tatschl R. 3D-CFD Simulation of Flow, Mixture Formation and Combustion with AVL FIRE // Developments in CFD: Reliable Use of CAD-based Software Including Dedicated Codes: NAFEMS Seminar. Wiesbaden (Germany), 2007. Pp. 1–10.
 50. Durbin P.A. Near-Wall Turbulence Closure Modeling Without “Damping Functions” // Theoretical and Computational Fluid Dynamics. 1991. No. 3(1). Pp.1–18.
 51. FIRE. Users Manual Version 2018/AVL List GmbH. Graz (Austria), 2018.
 52. Kader B.A. Temperature and Concentration profiles in fully turbulent boundary layers // Int. J. Heat Mass Transfer. 1984. No. 24. Pp. 1541–1544.
 53. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.
 54. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten Years of Industrial Experience with the SST turbulence Model // Turbulence, Heat and Mass Transfer. 4th ed. // K. Hanjalić, Y. Nogano, M. Tummers (eds.). Begell House, Inc., 2003. 8 p.
 55. Popovac M., Hanjalić K. Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flow // Proc. 3rd M.I.T. Conference, Boston, USA, 2005. P. 1–28.
 56. FIRE. Users Manual. Version 2016. AVL List GmbH Graz, Austria, 2016.
 57. Кавтарадзе Р.З. Рабочие процессы водородного дизеля и улучшение его экологических показателей //Транспорт на альтернативном топливе, № 2(26). 2012. С. 61-64.
 58. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Краснов В.М., Климова Е.В. Исследование локального образования оксидов азота в водородном дизеле. //Транспорт на альтернативном топливе, № 2(32). 2013. С. 34-40.
 59. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. 2-е издание. Москва. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016.-589 с.
 60. FIRE. Users Manual. Version 2019. AVL List GmbH Graz, Austria, 2019.
 61. Kavtaradze R.Z., Sergeev S.S. New Alternative (Partially Homogeneous) Combustion Process as a Method for Reduction of Concentrations of Nitric Oxides and Soot in Combustion Products of Diesel. High Temperature. Vol.52, №2,-2014. Pp. 285-299.
 62. Kavtaradze R.Z., Natriashvili T.M., Glonti M.G., Wang Yichun, Sakhvadze G. Zh. Local Heat Transfer in the Combustion Chamber of a Hydrogen Diesel. Russian Engineering Research. Vol. 39, № 10, 2019. Pp. 831–836.
 63. Кавтарадзе З.Р., Кавтарадзе Р.З. Анализ механизмов образования и методов расчета концентрации оксидов азота в поршневых двигателях. Часть 1 //Транспорт на альтернативном топливе, № 5(23).- 2011. С. 65-71;
 64. Кавтарадзе З.Р., Кавтарадзе Р.З. Анализ механизмов образования и методов расчета концентрации оксидов азота в поршневых двигателях. Часть 2 //Транспорт на альтернативном топливе, № 6(24). 2011. С. 12-19.
 65. Kavtaradze R.Z. Influence of the Rotational Charge Motion on the Processes of Nitrogen Oxide Formation and Nonstationary Heat Transfer in a Hydrogen Diesel.

- Journal of Machinery Manufacture and Reliability. Vol. 47, № 2.- 2018. Pp. 187–195.
66. Семенов Н.Н. Тепловая теория горения и взрывов С. 434-477 / в книге: Семенов Н.Н. Избранные труды: в 4-х томах, т.2. Горение и взрыв. Москва: Наука, 2005. - 704 с.
 67. Rottengruber H., Wiebicke U., Woschni G., Zeilinger K. Wasserstoff-Dieselmotor mit Direkteinspritzung, hoher Leistungsdichte und geringer Abgasemission. Teil 3: Versuche und Berechnungen am Motor. MTZ, N 2. 2000. -S. 122–128.
 68. Revaz Kavtaradze, Giorgi Chilashvili, Cheng Rongrong, Chang Citian, Effect of Vortex Motion Charge on Non-Stationary Heat Transfer in the Combustion Chamber of a Hydrogen Diesel. PROBLEMS OF MECHANICS, Tbilisi, 2020, # 2(79), pp. 37–41.
 69. Tamaz NatriaShvili, Revaz Kavtaradze, Merab Glonti, Giorgi Chilashvili, Prediction of ecological characteristics of the direct injection hydrogen diesel with the use of the 3D model, Georgian National Academy of Sciences, „Bulletin“, Tbilisi, 2020, vol. 14, #3, pp. 56-63.
 70. Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей//в журнале «Двигателестроение»: Часть 1. № 2(276). 2019. - С.3-8; Часть 2. № 3 (277). 2019.- С.8-15; Часть 3. № 4 (278). 2019.- С.3-9; Часть 4. № 1 (279). 2020.- С.3-9.
 71. Кавтарадзе Р.З., Чжен Жунжун, Чжан Цытянь, Сун Байган, Ван Ичунь, Сахвадзе Г.Ж. Экспериментальное исследование и 3D-моделирование рабочего процесса водородного двигателя, работающего на обедненной смеси. Вестник Машиностроения, №1. -2021. С. 28-34.
 72. Xinghua L., Fushui L., Lei Z., Baigang S., Harold. J.S.. Backfire prediction in a manifold injection hydrogen internal combustion engine // International Journal of Hydrogen Energy 2008. № 33. С. 3847-3855.
 73. Babayev R., Andersson A., Dalmau A. S., Im Hong G., Johansson B. Computational Characterization of Hydrogen Direct Injection and Nonpremixed Combustion in a Compression-Ignition Engine. International Journal of Hydrogen Energy. April 2021. -16 p.
 74. Cernat A., Pana C., Negurescu N., Lazaroiu G., Nutu C., Fuiiorescu D. Hydrogen—An Alternative Fuel for Automotive Diesel Engines Used in Transportation. MDPI, Sustainability, N12. – 2020.- P. 1-21.
 75. AVL FIRE. Users Manual. AVL List GmbH Graz, Austria, 2020.
 76. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Краснов В.М. Локальный теплообмен в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ и водород. РАН. Теплофизика высоких температур, том 56, №6.-2018. С. 924-933.
 77. Кавтарадзе Р.З., Натриашвили Т.М., Глonti М.Г., Бахрамов Э.В. Частично гомогенное сгорание традиционных и альтернативных топлив в дизелях. Часть 1. Способы гомогенизации сгорания. Транспорт на альтернативном топливе, №1 (61).-2018. С.37-52; Часть 2. Стратегия впрыскивания топлива. Транспорт на альтернативном топливе, №2 (62).-2018. С. 9-24.

78. Chilashvili G. Comparative Analysis of the Hydrogen and Conventional Engines and the Influence of the Shape of the Combustion Chamber on their Environmental and Efficiency Indicators. PROBLEMS OF MECHANICS, Tbilisi, 2022, №1(86), pp. 25-35.
79. Прохоров В.Б., Рогалев Н.Д., Лысков М.Г. Образование и методы снижения выбросов оксидов азота при сжигании топлив на ТЭС. Природоохранные технологии. Учебное пособие по курсу "Природоохранные технологии"-М.: Издательство МЭИ, 2001г. С.8-9.
80. <https://kazedu.com/referat/197413/1>, საიტო გადამოწმებულოა - 08.05.2022
81. Герасимов Я.И. Курс физической химии Том 2. Москва: Изд.-во «Химия», 1973ю – с. 235-240; с. 291-292.
82. Слащинин Д.Г. Основы гетерогенного катализа и производство катализаторов. Курс лекции «Сибирский гос. Университет науки и технологии им. академика М.Ф. Решетнева». Красноярск, 2020. с.41.
83. Алхазов Т.Г., Марголис Л.Я. Глубокое каталитическое окисление органических веществ. – М.: Химия, 1985. С.77-78.
84. Peter Glarbourg, James A. Miller, Robert J. Kee, Kinetic Modeling and Sensitivity Analysis of Nitrogen Oxide Formation in Well-Stirred reactors, Combustion and Flame 65: pp 177-202 (1986)
85. S. Salimian, R.K. Hanson, A Kinetic Study of NO Removal from Combustion Gases by Injenction of NH₃ – Containing Compounds, Combustion Science and Technology, 1980, Vol. 23, pp. 225-230.
86. Charles K. Westbrook, Frederick L. Dryer, Chemical Kinetic Modeling of Hydrocarbon Combustion, Prog. Energy Combust. Sci. 1984, Vol. 10, pp. 1-57.
87. Кулиш О.Н., Кужеватов С.А., Орлова М.Н., Иванова Е.В., Глейзер И.Ш. Сокращение выбросов оксидов азота в атмосферу на нефтеперерабатывающих предприятиях. «Технологии нефти и газа» научно-технологический журнал, №4 (69)-2010. с. 3-7.