

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛНА ТУРБИНА С ПОМОЩТА НА ИЗЧИСЛИТЕЛНАТА МЕХАНИКА НА ФЛУИДИТЕ

CALCULATION OF RADIAL GAS TURBINE PERFORMANCE CHARACTERISTICS USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

Д-р Янъгъзов А.

Технически университет-Варна, България
anastasyangyozov@mail.com

Abstract: This paper presents a description of radial turbine characteristics calculation with the aim of software ANSYS CFX. The turbine stage is a part of turbocharger TKP-11 used for inland and sea applications. The model was developed before one year. The work continues with performance calculation. CFD software package as ANSYS helps to change boundary conditions and calculate the changing expansion ratio with velocities ratio. CFD calculations can help to find the most efficient nozzle and blades configuration. The real tests are expensive and they can be performed at the end stage before manufacturing. Results show good quantitative agreement with experimental performance characteristics for a similar turbine stages.

Keywords: ANSYS CFX, CFD, RADIAL TURBINE, CHARACTERISTICS, EFFICIENCY

1. Увод

Проектирането на турбокомпресорен агрегат (ТКА) за принудително пълнене на двигател с вътрешно горене съдържа следните основни етапи: избор на системата и схемата на принудително пълнене на двигателя; определяне на основните параметри на турбокомпресора; избор на конструктивна схема на ТКА; газодинамично пресмятане и профилиране на центробежния компресор; газодинамично пресмятане и профилиране на газовата турбина; конструиране и якостно пресмятане на детайлите на ТКА. Системата на принудителното пълнене се определя от начина на използване на енергията на отработилите газове. Съществуват три основни системи: с постоянно налягане ($P_T = \text{const}$) на газовете пред турбината; с променливо налягане ($P_T = \text{var}$ -импулсна система) на газовете и комбинирани системи с преобразуватели на импулсите на налягането в кинетична енергия ($P_T \approx \text{const}$).

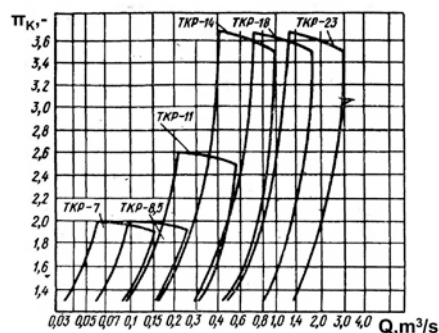
Схемата на принудителното пълнене характеризира начина на осигуряване на турбобуталния двигател с въздух, нагнетен до необходимите параметри. Изборът на схемата зависи от редица фактори: вид на продухването на двигателя с вътрешно горене (фигурно или праволинейно), тактността на двигателя, налягането на продухателния въздух, температурата му и др.

Изборът на системата и схемата на принудителното пълнене следва да се извършва в зависимост от типа и конструкцията на двигателя, схемата на газообмена и нивото на неговото форсиране. Необходимо е да се отчитат и експлоатационните особености на двигателя, а също опитът на водещите фирми-производители и перспективите в развитието на двигателостроенето.

Следващите два етапа са свързани с предварителните изчисления на ТКА. В глобален аспект се определят основните работни параметри на ТКА, които трябва да се реализират за обезпечаване на пълненето по приетата система и схема. По тези параметри след привеждане към нормални атмосферни условия по методика се избира стандартен турбокомпресор от съответен типоред [1].

Обект на разглеждане в доклада е ТКА ТКР-11 (Русия). Агрегатът се е доказал като надеждна турбомашина в практиката. Причината да се избере точно този агрегат е, че за него са публикувани данни за диаметрите на работното колело, дюзовия апарат, параметрите на газа на входа и на изхода, конструктивните особености и др. Освен това е известен кпд, което може да се използва за проверка на получените резултати. Целта на настоящото изследване е да се фокусира

внимание върху центростремителната турбина и да се определят някои характеристики с помощта на софтуерния пакет ANSYS. Такъв тип турбини се използват в дизелгенераторите от корабните енергетични уредби. Създаването на компютърен модел позволява да се разгледа токовата картина в проточната част на турбомашината при различните режими на работа без да се провеждат скъпи експерименти.



Фиг.1 Полета на разходите на турбокомпресорите от типа ТКР[4].

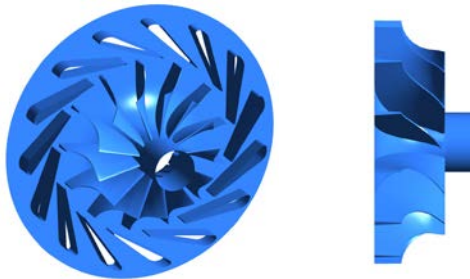
На фиг.1 са показани полетата на възможните работни точки, получени при комбинация на степента на съгъстяване π_k и разхода за ТКА от типа ТКР. Това са компактни агрегати с вътрешно лагеруване и радиално-осева турбина. Всеки типоразмерен турбокомпресор допуска настройка на компресора за всеки работен режим от диапазона на разхода и налягането за които е проектиран. По степента на съгъстяването π_k турбокомпресорите се разделят на три групи: ниско (1.3-1.9), средно (2.0-2.5) и високо (>2.6) налягане.



Фиг.2 Центростремителни турбини TCR на MAN и VTG-TPS 57 на ABB [7].

Центростремителните машини, показани на фиг.2 са създадени със софтуерни продукти, които включват модули за изчисляване на параметрите на течението в междулопатъчните канали чрез изчислителната механика на флуидите (CFD). Търсенето на по-съвършени конструкции изисква провеждането на изследователска работа, която включва в

определен момент провеждането на експеримент. За да се реализират измерванията се ангажира висококвалифициран персонал, използва се скъпа измервателна техника и не на последно място изразходват се консумативи и енергия. За да се подберат по-ефективните конструкции, които да се изпитат се прилага компютърното моделиране. Всички големи фирми производителки на ТКА използват софтуерни продукти за изчисляване на параметрите на работното тяло в дюзовите апарати и в работните колела.



Фиг.3 Лопатъчен направляващ апарат с несиметричен клиновиден профил и работно колело на центростремителна турбина [5]

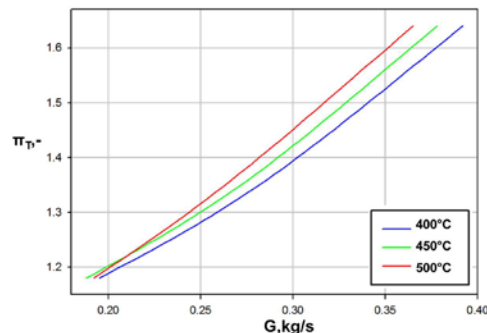
Част от работата, представена в настоящия доклад се явява продължение на проекта, описан в [5]. В последната разработка се разглеждат етапите от създаването на компютърния модел, който включва създаване на геометричната форма на неподвижните и въртящи се елементи (фиг.3); замреждане на флуидната област; задаване на гранични условия; пресмятане и накрая анализ на получените резултати. Прилагането на виртуалното проектиране има предимство, че се изпитва конструкция без да се провеждат скъпи експерименти. В реалните стендове трудностите възникват при реализирането на високите обороти от порядъка 20000-40000-70000 min^{-1} . Ако при изследване турбокомпресорният агрегат работи заедно с дизелов двигател, измервателната апаратура трябва да снима надеждно данни при работни температури до 650°C. Тези трудности са накарали проектантите от големите фирми да развиват и поддържат през годините изчислителната механика на флуидите (in-house CFD codes), за да изпитват продуктите си преди да се поставят на стенд, респективно монтират на дизелов двигател. В ANSYS CFX се използва 3D RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes Solver) пресмятане. Численият метод, който се прилага е метод на крайния обем (finite volume method) и е добре познат и доказал се в практиката. Физико-математическия модел, който е разработен в [5] се използва за получаването на характеристиките, описани по-долу. В точки 2.1-2.3 от доклада се разглеждат характеристики π_T -G при $n=\text{const}$, π_T -G при $T_T^*=\text{const}$ и $\eta_{II}-\pi_T$ при $T_T^*=\text{const}$ от първата половина от полето на раходите на ТКР-11 (фиг.1), където честотите на въртене са относително ниски. В точка 2.4 е изчислена характеристиката $\eta_{II}-u/c_{\Phi}$ е изчислена за втората половина от полето на разходите, където честотите на въртене са относително високи.

2. Резултати и дискусия

2.1. Характеристика π_T -G при постоянни обороти

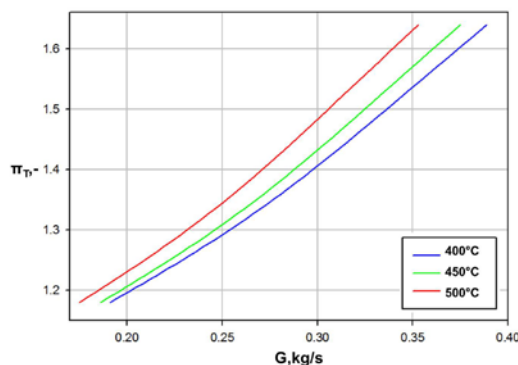
В модула CFX-Pre се задават граничните условия: налягане по пълни параметри на входа $P_T^*=\text{var}$, температура по пълни параметри на входа $T_T^*=\text{var}$ и честотата на въртене $n=\text{var}$. За повечето корабни двигатели стойностите на статичното налягане на изхода на центростремителното турбинно стъпало P_2 е в границите 0.1055-0.1100MPa [3]. Наличието на допълнителни съпротивления (утилизационен парогенератор) и отлагания би повлияло върху тази стойност, но за да се получат тези характеристики се приема $P_2=\text{const}$. Анализът на опитните данни показва, че при изменение на натоварването, налягането след турбината P_2 се изменя незначително, затова може да се приеме, че е постоянно [3], като в настоящото изследване то е $P_2=0.11\text{MPa}$. В процеса на експлоатация се предвижда почистване на изходящия тракт

(след турбината) с помощта на прахообразно вещество. Освен това се предвиждат спириания на дизеловия двигател (моточистка) при които се почиства ТКА. За първата група характеристики налягането и температурата на входа на дюзовия апарат се променят при запазване на постоянни обороти.



Фиг.4 Разходна характеристика на турбината при постоянна честота на въртене 16000 min^{-1}

На фиг.4 и 5 са представени зависимости между разхода на газ, степента на разширение и температурата пред турбината. Такива криви $\pi_T=f(G)$, построени за определена температура по пълни параметри $T_T^*=\text{const}$, се наричат разходни характеристики [3].

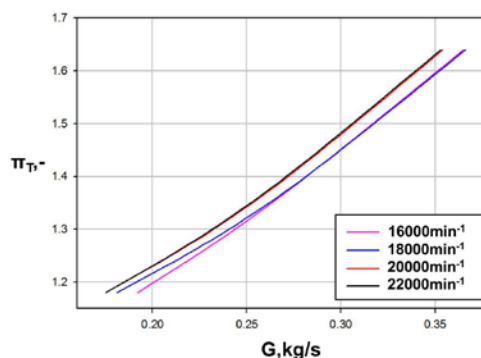


Фиг.5 Разходна характеристика на турбината при постоянна честота на въртене 22000 min^{-1}

На получените графики, представени на фиг.4 и 5 се забелязва, че при по-високите обороти разходните характеристики се раздалечават една от друга.

2.2. Характеристика π_T -G при постоянна температура на газа на входа

С помощта на софтуерния продукт ANSYS може да се получат характеристики $\pi_T=f(G)$, построени при различни обороти и постоянна температура по пълни параметри на входа $T_T^*=773.15\text{K}$.

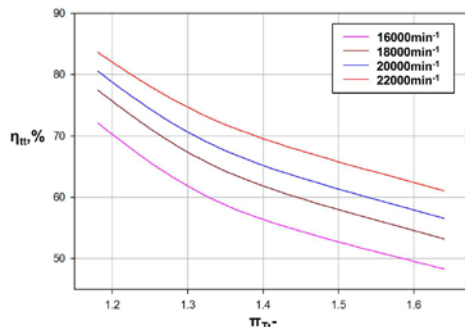


Фиг.6 Характеристики $\pi_T=f(G)$ при постоянна температура по пълни параметри на входа на турбината $T_T^*=500^\circ\text{C}$

На фиг. 6 характеристиките при 20000 и 22000min⁻¹ се почти еднакви и същи в целия диапазон на изменение на разхода и на степента на разширение. За този тип турбомашини в изследваните работни режими не се наблюдава чувствителност при изменение на оборотите. При по-ниските обороти 16000 и 18000min⁻¹ прекриването се наблюдава само в втората половина на кривите $\pi_T=f(G)$.

2.3. Характеристика $\eta_{и-}\pi_T$ при постоянна температура на газа на входа

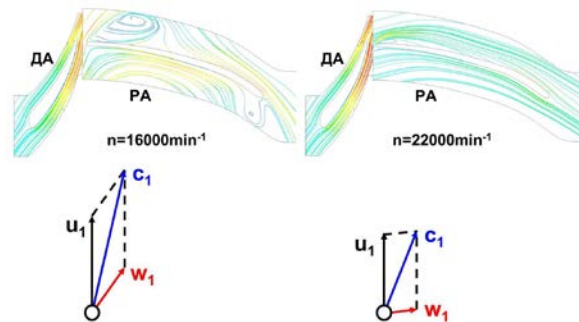
Следващата характеристика, получена с разработения модел в средата на ANSYS, показва изменението на изентропийния КПД по пълни параметри при поддържане на постоянна температура на входа на дюзовия апарат. Всяка крива е получена при поддържане на постоянни обороти в изчислителния модел.



Фиг.7 Характеристики, показващи изменението на изентропийния КПД в зависимост от степента на разширение в турбината

Характеристиките на фиг.7 са изчислени при поддържане на постоянна температура по пълни параметри на входа $t^*_T=500^{\circ}C$ ($T^*_T=773.15K$). Семейството криви е получено за честота на въртене както следва: 16000, 18000, 20000 и 22000min⁻¹.

На фиг. 8 е показана токовата картина в дюзовия апарат (ДА) и в работния апарат (РА), както и скоростните триъгълници на входа на въртящата се флуидна област за средното сечение на турбинното стъпало. В първата токова картина ($n=16000min^{-1}$) се забелязва откъсване от челния ръб на работната лопатка. Формира се вихър, чието развитие в флуидната област се описва математически от избрания турбулентен модел SST (Shear Stress Transport k-omega, [6]). Този вихър е причината да се увеличат загубите в междуплатъчния канал. Както може да се види от таблица 1 това води до намаляване на КПД на стъпалото при режима на работа 9. Точно обратното се наблюдава при режима на работа 28. Разликата в изентропийния КПД по пълни параметри за тези режими на работа на центростремителното стъпало е 36.8%. Причината за по-ниския КПД при режима 9 е постъпването на газа в работното колело с ъгъл на атака ($90^{\circ}-36^{\circ}=54^{\circ}$). При режима на работа 28 също се наблюдава ъгъл на атака, но той е по-малък ($90^{\circ}-85^{\circ}=5^{\circ}$). В първия случай течението е с висока кинетична енергия, но честотата на въртене е ниска, респ. окръжната скорост u_1 е ниска, и това води до деформиране на скоростния триъгълник на входа на работното колело. Във втория случай (р.28) кинетичната енергия на входа на работното колело е по-ниска в сравнение с режима 9 (т.к. параметрите на входа налягане и температура за р.28 са по-ниски), което в комбинация с по-високата честота на въртене (за р.28) води до формирането на скоростен триъгълник при който относителната скорост е с много малка окръжна компонента. И от двете токови картини се вижда, че в ДА няма откъсване при средното сечение. Това не означава, че в неподвижните лопатки липсват загуби, напротив в неподвижния венец се развиват вторични течения и е наличен граничен слой, съответно се развиват вторични и профилни загуби. Това намаляване на кинетичната енергия се отчита, т.к в ANSYS CFX се пресмятат параметрите на вискозен флуид.



Фиг.8 Токови картини и скоростни триъгълници за средното сечение на турбинното стъпало при различни режими на работа

В таблица 1 са представени граничните условия, които се залагат на входа и на изхода на турбинното стъпало. Като следствие се определя разхода на газ G през проточната част на турбомашината. От същата таблица се вижда, че разходът в проведеното изследване е в граници (0.17-0.39kg/s), а изентропийния коефициент на полезно действие по пълни параметри е с минимална стойност 48.3% (режим на работа 9) и максимална стойност 85.1% (режим на работа 28).

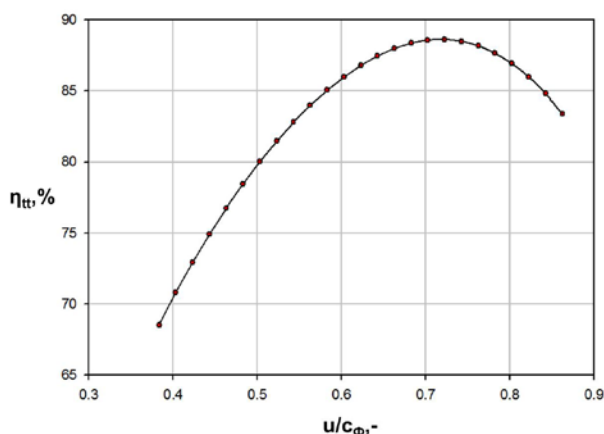
Таблица 1: Изследвани режими на работа и гранични условия, заложиени при пресмятанията на центростремителното турбинно стъпало.

16000min ⁻¹						
Режим/Параметър	P [*] _T , MPa	t [*] _T , °C	P ₂ , MPa	G, kg/s	η _и , %	
p.1	0.13	400	0.110	0.195	75.3	
p.2	0.15	400	0.110	0.286	61.6	
p.3	0.18	400	0.110	0.392	51.2	
p.4	0.13	450	0.110	0.188	73.7	
p.5	0.15	450	0.110	0.276	59.8	
p.6	0.18	450	0.110	0.378	49.7	
p.7	0.13	500	0.110	0.192	72.2	
p.8	0.15	500	0.110	0.267	58.2	
p.9	0.18	500	0.110	0.365	48.3	
18000min ⁻¹						
Режим/Параметър	P [*] _T , MPa	t [*] _T , °C	P ₂ , MPa	G, kg/s	η _и , %	
p.10	0.13	400	0.110	0.194	80.5	
p.11	0.15	400	0.110	0.284	67.0	
p.12	0.18	400	0.110	0.391	56.5	
p.13	0.13	450	0.110	0.187	79.0	
p.14	0.15	450	0.110	0.275	65.3	
p.15	0.18	450	0.110	0.378	54.8	
p.16	0.13	500	0.110	0.181	77.6	
p.17	0.15	500	0.110	0.266	63.7	
20000min ⁻¹						
Режим/Параметър	P [*] _T , MPa	t [*] _T , °C	P ₂ , MPa	G, kg/s	η _и , %	
p.19	0.13	400	0.110	0.193	83.9	
p.20	0.15	400	0.110	0.283	71.7	
p.21	0.18	400	0.110	0.390	61.4	
p.22	0.13	450	0.110	0.187	82.9	
p.23	0.15	450	0.110	0.273	70.1	
p.24	0.18	450	0.110	0.377	59.7	
p.25	0.13	500	0.110	0.175	80.6	
p.26	0.15	500	0.110	0.257	67.1	
p.27	0.18	500	0.110	0.354	56.6	
22000min ⁻¹						
Режим/Параметър	P [*] _T , MPa	t [*] _T , °C	P ₂ , MPa	G, kg/s	η _и , %	
p.28	0.13	400	0.110	0.191	85.1	
p.29	0.15	400	0.110	0.281	75.9	
p.30	0.18	400	0.110	0.389	65.9	
p.31	0.13	450	0.110	0.186	84.3	
p.32	0.15	450	0.110	0.272	74.4	
p.33	0.18	450	0.110	0.375	64.1	
p.34	0.13	500	0.110	0.175	83.7	
p.34	0.15	500	0.110	0.256	71.4	
p.36	0.18	500	0.110	0.353	61.1	

Интересна е задачата при която трябва да се определи при каква честота на въртене и какви параметри на входа се реализира максимален кпд на изследваната турбомашина. За да се реши такъв тип задача са нужни данни за дизеловия двигател, както и за компресорът който се задвижва от газовата турбина, за термонапрегнатото състояние и др.

2.4. Характеристика $\eta_{II}-u/c_{\Phi}$

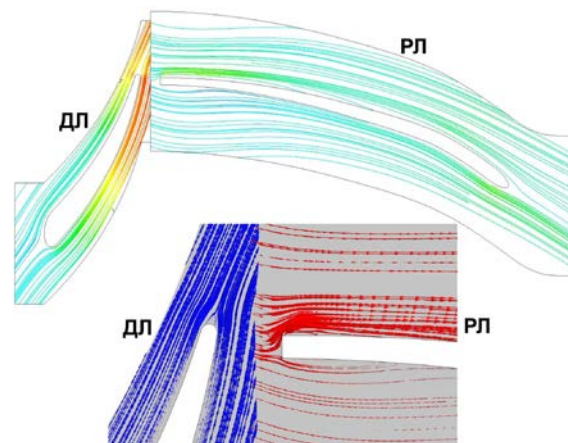
В специализираната литература [2] е описана методика за пресмятане на ТКА, и по-конкретно на центростремителното турбинното стъпало на ТКР-11. Това е началната версия на този ТКА. Ако се използват граничните условия от [2] и се изменят честотите на въртене на турбомашината, в софтуерния комплекс може да се получи характеристиката $\eta_{II}=f(u/c_{\Phi})$. Това потребителят може да осъществи автоматизирано в по-новите версии на ANSYS. В предходните точки се изчислиха $4 \times 9 = 36$ варианта, всеки един е с големина около 100MB, или това е общо около 3.6GB. Автоматизираното планиране на числените експерименти позволява да се получи желаната характеристика при големина на файла на ANSYS Workbench около 200MB. Модулят, който се използва при пресмятанията в настоящия доклад се нарича Design Exploration/Design of Experiments. Граничните условия са: на входа: $P^*_1=0.232\text{MPa}$, $T^*_1=1025\text{K}$; на изхода: $P_2=0.13\text{MPa}$; честотата на въртене се променя $n=\text{var}$. Целта на промяната на граничните условия в текущата точка 2.4 е да се анализира поведението на потока в проточната част при по-високи параметри на газа и при по-висока честота на въртене, което може да се интерпретира като монтаж на ТКР-11 към по-мощен дизелов двигател. Втората цел е да се определи положението на пика на характеристиката $\eta_{II}=f(u/c_{\Phi})$ и да се изчисли максималната стойност. Минималните стойности не са от интерес в настоящата работа.



Фиг.9 Зависимост на изентропийния кпд по пълни параметри от скоростната характеристика u/c_{Φ}

На фиг.9 е представена зависимост на изентропийния кпд от скоростната характеристика u/c_{Φ} . Степента на разширение за центростремителното стъпало е $\pi_1=1.785$. Както се вижда от получената крива при скоростна характеристика $u/c_{\Phi}=0.72$ се реализира максималния изентропийен кпд 88.7%. Това е максималната изчислена стойност в този доклад. Честотата на въртене е 7500min^{-1} .

Периферният кпд η_{Tu} на турбината се получава като се използва позната зависимост от [1] в която се изчислява отношението на периферната работа и изентропийния топлинен пад по статични параметри. С помощта на разработения модел в ANSYS, в модула CFX-Post след осредняване на параметрите на газа на входа и на изхода на ДА и на РА, се получава $\eta_{Tu}=80\%$. В литературата [2] е получен $\eta_{Tu}=81.3\%$.



Фиг.10 Това картина при средното сечение на турбинното стъпало с $\eta_{II}=88.7\%$ и скоростната характеристика $u/c_{\Phi}=0.72$

На фиг.10 е представена токовата картина в проточната част при реализирането на максималния кпд в стъпалото. В син цвят са представени токовете линии в абсолютно движение (неподвижна координатна система) между дюзовите лопатки, а в червен цвят са показани токовете линии между работните лопатки в относителна координатна система, която се върти с 7500min^{-1} . Забелязва се, че липсва откъсване на газа от стените на работните лопатки. Токовете линии показват, че обтичането е плавно, а вихрови структури не се наблюдават. За сравнение може да се разгледат токовете картини на фиг.8.

3. Заключение

В настоящия доклад бяха разгледани някои от характеристиките на радиално-осова толинна турбомашина. Характерът на изменение на величините в получените характеристики качествено и количествено съвпада с описаните такива в специализираната литература [2], [3], [4]. Разработена е методика за изчисляване на работни характеристики на турбинни стъпала със съвременен софтуерен продукт ANSYS и са демонстрирани възможностите и. Методиката може да се приложи за турбинни стъпала от различен типоред и за различни фирми производители на ТКА. В средата на ANSYS е възможно да се провеждат числени аеродинамични експерименти при параметри на газа, които са близки до граничните натоварвания на работа на турбомашината без да има опасност от разрушаването и.

4. Литература

1. Йосифов Р., Н. Лазаровски. "Корабни парни и газови турбини. Термо-газодинамични изчисления при проектиране и изследване на турбомашини", Варна, 1994, изд. "ВМЕИ-Варна", 295 с.
2. Левенберг В., "Судовые турбоприводы. Справочник", Ленинград, 1983, изд. "Судостроение", 328 с.
3. Межеричкий А., "Турбокомпрессоры судовых дизелей", Ленинград, 1971, изд. "Судостроение", 192 с.
4. Самсон А., В. Каминский и др. "Турбонаддув высокооборотных дизелей", Москва, 1976, изд. "Машиностроение", 288 с.
5. Янгъзов А. "Числено моделиране на работата на центростремителна турбина", Известия на Съюза на учените-Варна, серия "Технически науки", 2013, 121 с.
6. Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal, vol. 32, (1994), no 8. p. 1598-1605.
7. Pucher H., K. Zinner, "Aufladung von Verbrennungs-motoren. Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen", Berlin, 2012, Springer, 371 p.